

# **Technická univerzita v Liberci**

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

Magisterský studijní program:

strojírenská technologie

Zaměření:

obrábění a montáž

## **ANALÝZA MOŽNÝCH PŘÍČIN UVOLŇOVÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ**

## **ANALYSIS OF POSSIBLE CAUSES OF THE RELEASE BOLT CONNECTION**

**KOM – 1122**

Lukáš Koutný

Vedoucí práce:

Prof. Ing. Alexey Popov, CSc.

Konzultant:

Doc. Ing. Karel Dušák, CSc.

Počet stran:

60

Počet příloh a tabulek:

-

Počet obrázků:

32

Počet modelů nebo jiných příloh: -

Datum 14.5.2010



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Lukáš K O U T N Ý
Studijní program:	M2301 Strojní inženýrství
Obor :	2303T002 Strojírenská technologie
Zaměření:	Obrábění a montáž

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

**Analýza možných příčin uvolňování šroubového spojení.**

Zásady pro vypracování:  
(uveďte hlavní cíle diplomové práce doporučené metody pro vypracování)

1. Úvod.
2. Teoretická analýza možných příčin uvolňování šroubového spojení.
3. Analýza možných příčin uvolňování šroubového spojení montážního celku klikové hřídele.
4. Příprava metody zkoušek a provedení zkoušek na uvedeném montážním celku klikové hřídele v laboratoři KOM TUL.
5. Praktické výsledky výzkumu.
6. Shrnutí a zhodnocení dosažených výsledků.



Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva: cca 50 stran textu
- grafické práce: dle potřeby

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

1. DUŠÁK, K. *Technologie montáže. Základy*. vyd. Liberec: TU v Liberci, 2005. 113 s. ISBN 80-7083-906-6.
2. DUŠÁK, K. *Metodika řešení rozměrových řetězců*. 1. vyd. Liberec: TU v Liberci 2006. 137 s. ISBN 80-7372-053-1.

Vedoucí diplomové práce:

Prof. Ing. Alexey Popov, DrSc.

Konzultant diplomové práce:

Doc. Ing. Karel Dušák, CSc.

Doc. Ing. Jan Jersák, CSc.  
vedoucí katedry obrábění a montáže



Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.  
děkan

V Liberci, dne 04. 03. 2010.

## **ANALÝZA MOŽNÝCH PŘÍČIN UVOLNĚNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ**

*ANOTACE:* Tato diplomová práce se zabývá zjištěním možných příčin uvolnění šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele. Obsahuje informace o šroubovém spojení – závitech, silových poměrech, tuhosti, tření, zatížení, deformace, únosnosti, pevnosti a montáži.

## **ANALYSIS OF POSSIBLE CAUSES OF THE RELEASE BOLT CONNECTION**

*ANNOTATION:* This thesis deals with finding the possible causes of the release of a bolted connection to the assembly in the crankshaft. Contains information about bolted connections – threaded, power ratios, stiffness, friction, load, deformation, strength and mounting.

**Klíčová slova:** MONTÁŽNÍ CELEK, ŠROUBOVÉ SPOJENÍ, UVOLNĚNÍ

### Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

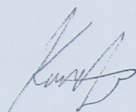
Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

14.5.2010

Podpis



## **Obsah**

### **1.Úvod**

### **2.Průzkum do současného stavu**

### **3.Rozdělení spojů**

- 3.1.Rozdělení z hlediska vazby
- 3.2.Rozdělení podle konstrukčních znaků
- 3.3.Rozdělení podle hledisek montáže a demontáže
- 3.4.Rozdělení pevných spojů podle stavu napjatosti ve spoji
- 3.5.Schéma rozdělení montážních spojů

### **4.Šroubové spojení**

- 4.1.Normalizace závitů, spojovacích šroubů a matic
- 4.2.Silové poměry šroubového spoje
- 4.3.Samosvornost šroubového spoje
- 4.4.Součinitelé tření v závitech i na dosedacích plochách hlav i matic
  - 4.4.1.Vliv rozptylu hodnot součinitele tření na utažení šroub předpětí
- 4.5.Pevnostní kontrola šroubů
  - 4.5.1.Zatížení při montáži

### **5.Šroubové spoje bez předpětí**

### **6.Šroubové spoje s předpětím**

- 6.1.Montáž a zatížení šroubového spojení
- 6.2.Tuhost šroubů a spojovaných částí
- 6.3.Zatížení a deformace šroubového spojení
- 6.4.Potřebné předpětí
- 6.5.Pokles předpětí vznikem trvalých deformací
- 6.6.Realizace předpětí
  - 6.6.1.Momentové klíče
  - 6.6.2.Elektrické a pneumatické klíče
- 6.7.Únosnost předejzatého šroubového spoje po přetížení
  - 6.7.1.Přetížení spoje při utahování šroubu
  - 6.7.2.Přetížení šroubového spoje v provozu
- 6.8. Dlouhodobá pevnost závitových spojení a předpětí

6.8.1.Vliv tuhosti šroubů a sevřených částí

6.8.2.Vliv velikosti předpětí

6.8.3.Vliv materiálu šroubu

6.8.4.Vliv způsobu výroby závitu

6.8.5.Vliv úpravy povrchu závitu

6.8.6.Vliv tolerancí a vad v závitech

## **7.Metody montáže**

## **8.Příprava a rozbor metod zkoušek**

### **9.Analýzy šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele**

9.1.Analýza z kontrolního nálezu č. 640 GQH 14 – 17.9. 2009

9.2.Analýza rozměrového řetězce šroubového spojení

9.3.Analýza vlivu počtu pracovních závitů

9.4.Analýza vlivu existence oleje

9.5.Analýza vlivu nerovnoběžnosti součástí šroubového spojení

9.6.Analýza při náhodném používání dvou kroužků při montáži

9.7.Analýza při náhodném používání poškozeného šroubu nebo závitu v hřídeli

## **10.Závěr**

## **11.Seznam literatury**



# 1. ÚVOD

Šroubové spojení patří k nejrozšířenějším spojení strojních součástí v technické praxi. To je dáno především jejich jednoduchostí, spolehlivostí a možností opakované montáže a demontáže. Patří do skupiny rozebíratelných spojů.

Při návrhu je důležité respektovat konstrukci a funkční spolehlivost strojního zařízení a z toho plynoucí požadavky týkající se např. pevnosti, tuhosti, těsnosti, životnosti apod..

Dalším důležitým hlediskem návrhu je i ekonomičnost provedení.

Montážní celek klikového hřídele se šroubovým spojením, které se skládá z několika komponentů. Mezi tyto komponenty patří ozubené kolo, dvě řetězová kola, pouzdro, gumový kroužek, řemenice a šroub s podložkou.

Nejprve budou ověřeny informace z Kontrolního nálezu č. 640 GQH 14-17.09.2009 jestli odpovídají skutečnostem, které byly naměřeny. Dále provedu rozbor rozměrového řetězce. Další možnosti, která může způsobovat uvolnění šroubového spojení může být vliv nerovnoběžnosti součástí šroubového spojení, vliv počtu pracovních závitů, vliv vrstvy oleje v závitě klikového hřídele, vliv náhodného používání dvou gumových kroužků v pouzdře při montáži. Poslední zkouškou bude ověření jestli uměle poškozený šroub nebo závit v čepu klikového hřídele odpovídá otláčením závitů jako z Kontrolního nálezu č. 640 GQH 14-17.09.2009.

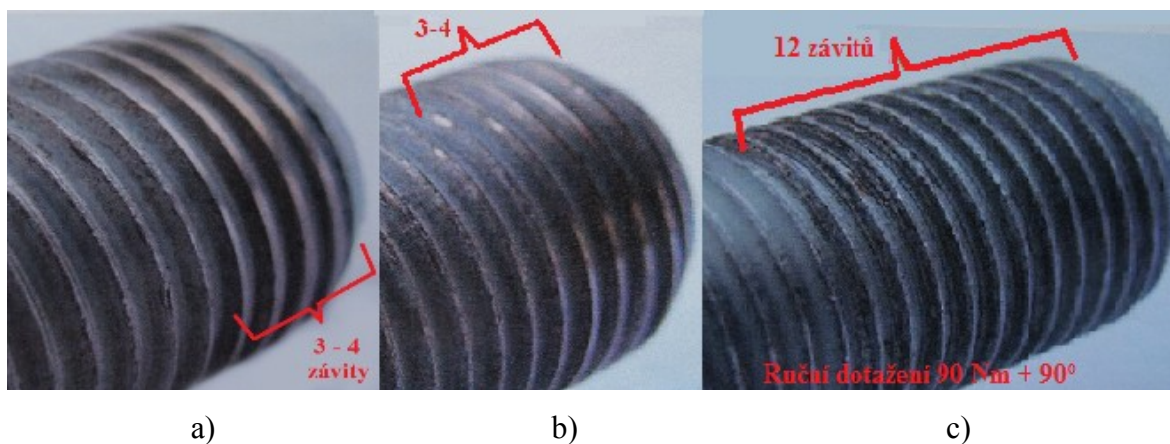
Mým cílem je zjistit, které tyto příčiny mají vliv na nežádoucí povolení šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele.

## 2. Průzkum do současného stavu

Dostal jsem úkol od firmy Škoda Auto a.s. probrat možné analýzy uvolnění šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele. Bylo zjištěno, že jeden montážní celek klikového hřídele ve výrobě měl potíže při dotažení šroubového spojení. Na tomto montážním celku byly simulovány jednotlivé kroky zatažení tak jak probíhá proces dotažení na montážní lince. Tzn. do 20 Nm ( zachycení řemenice ), 90 Nm ( první krok dotažení ). Na všech třech šroubech kde bylo zjištěno volné šroubové spojení se ukázalo, že otláčení bylo jen na prvních 3-4 závitech ( viz. obr. 1. a), b)). Při ručním zatažení na 90 Nm +90° je vidět výrazné otláčení na 12 závitech šroubu ( viz. obr. 1. c)). Také byly udělány



simulace při ručním dotažení šroubu na 13 Nm a na 20 Nm a byl zjištěn nevýrazný otlak pouze na prvních závitech.



obr.1. Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009

### 3 Rozdělení spojů

#### 3.1. Rozdělení z hlediska vazby

a) Spojení pevné – které váže součásti vzájemně tak, že tyto vytvářejí tuhý celek. Tento způsob spojení, který je považován za klasický spoj, se vyskytuje v praxi nejčastěji.

b) Spojení pohyblivé – tj. takové, které zajišťuje určitou kinematickou vazbu spojovaných součástí. Dovoluje tedy např. jejich vzájemný rotační, posuvný nebo i obecnější pohyb. K nejčastějším případům tohoto typu patří spojení rotujícího hřídele a nepohyblivé části stroje, které se realizuje zpravidla pomocí ložiska.

c) Spojení pružné – umožňuje vzájemné pružné natočení nebo posunutí součástí v jistých mezích. Toto spojení součástí se vyskytuje často současně se spojením pohyblivým, např. u odpružených náprav automobilu.

#### 3.2. Rozdělení podle konstrukčních znaků

Pevné spoje lze v technické praxi zajistit přídavným materiálem, spojovacími součástmi, vhodným tvarem nebo třecím silovým účinkem na stykových plochách vzájemně

spojovaných součástí. Z tohoto hlediska rozlišujeme:

- a) spojení s přídatným materiálem ( spoje svarové, pájené, lepené)
- b) spojení spojovacími součástmi ( spoje šroubové, nýtové, kolíky, pera, klíny, apod.)
- c) spojení silová ( spoje nalisované, svěrné)

### **3.3. Rozdělení podle hledisek montáže a demontáže**

- 1. spojení rozebíratelná – umožňují snadné rozpojení součástí bez jejich porušení nebo poškození( spoje šrouby, kolíky, pera, klíny, drážkové, svěrné )
- 2. spojení obtížně rozebíratelná – při demontáži dochází k částečnému poškození spojovaných součástí nebo je nelze snadno a opakovaně provádět ( spoje nalisované).
- 3. spojení nerozebíratelná – u nichž nelze spojené součásti bez poškození oddělit ( spoje svarové a nýtové ).

### **3.4. Rozdělení pevných spojů podle stavu napjatosti ve spoji**

Závitové spojení a spojení spojovacími šrouby je běžně považováno za spojení rozpojitelné, ačkoli je známo, že po několikerém spojení a rozpojení je nutno vyměnit šrouby, má – li být zaručena táž únosnost jako po prvním spojení.

Naproti tomu má stav napjatosti v nezátíženém spoji značný vliv na chování spoje při zatížení dynamickou vnější silou. Spoje nezátížené vnější silou lze podle stavu napjatosti dělit:

- a) na spojení bez napětí – tzv. volné spojení nebo spojení unášecí (pero, čep, drážkový hřídel atd.)
- b) na spojení s montážním napětím ( podélný klín, spojení nalisováním atd.)
- c) na spojení s předpětím (zděř, předepjatý příčný klín, předepjatý šroub atd.)

Se zřetelem na dynamické namáhání je nejvýhodnější spojení s předpětím. Montážní napětí zpravidla snižuje dynamickou únosnost spojovaných částí. U spojení volných závisí dynamická únosnost velmi mnoho na přesnosti provedení spoje.

V souvislosti s touto klasifikací spojení strojních součástí je třeba se zmínit i o další

podstatné výhodě řady rozebíratelných spojů, která spočívá v možnosti přesného nastavení nebo změny vzájemné polohy spojovaných součástí i při konečné montáži a seřizování stroje nebo zařízení.

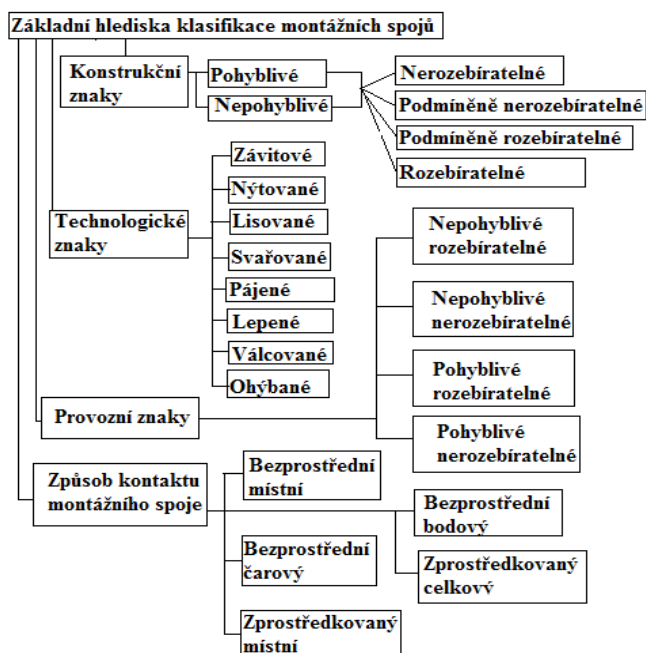
### 3.5. Schéma rozdělení montážních spojů

Spoj je základem montážního procesu a je místem pohyblivého nebo nepohyblivého styku minimálně dvou součástí. Tento styk může být realizován:

- volbou tvaru spojového uzlu, silovými vazbami součástí, přídavným materiálem (pájky, lepidla).

Všechny druhy spojů jsou charakterizovány různými technologickými, konstrukčními a ekonomickými faktory, mezi které zejména patří:

- stupeň vzájemného pohybu, možnost rozebírání součástí, technologičnost montáže a demontáže, druh kontaktu ploch, pevnost, chemická stálost.

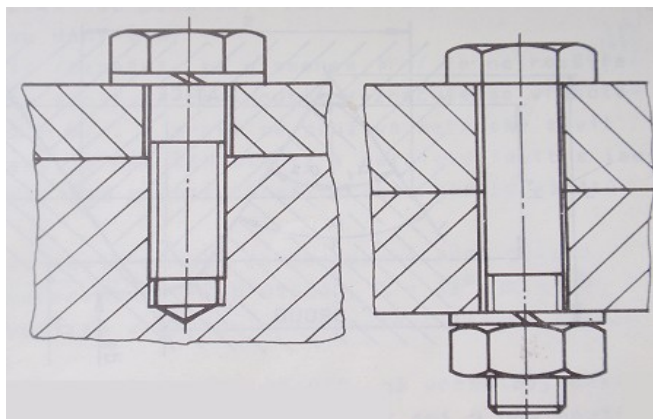


obr 2. Schéma rozdělení montážních spojů

## 4 Šroubové spojení

Šroubové spojení využívají ke spojení strojních součástí šroubů ( někdy společně s maticí ), které jsou v tomto smyslu součástmi spojovacími. Pak mluvíme o šroubech

spojovacích.



obr 3. Šroubové spojení

#### 4.1. Normalizace závitů, spojovacích šroubů a matic

Závit je určen posuvným pohybem tvořící plochy po šroubovici, tedy po křivce, která vznikne rovnoměrným otáčením bodu kolem osy, která jím neprochází a rovnoměrným posuvem ve směru této osy. Normála tvořící plochy závitů přitom zachovává směr tečny ke šroubovici. Je-li tvořící plocha jednodílná, vznikne závit jednochodý, který se u spojovacích šroubů používá výhradně. Vícedílná tvořící plocha vytváří vícechodý závit, který bývá proveden u pohybových šroubů. Podle orientace tvořící plochy vůči ose šroubovice vzniká závit vnější nebo vnitřní, závit šroubu nebo matice.

Teoretický profil závitů, myšlený rovinný geometrický obrazec (trojúhelník, čtverec apod.), ležící v rovině procházející osou šroubovice je shodný pro šroub i matici. Jmenovité profily závitů šroubu a matice vznikají úpravou teoretického profilu a navzájem se od sebe liší.

Velký průměr závitů šroubu se značí  $d$ , protože jej lze snadno měřit. Používá se ke značení závitů. Malý průměr závitů  $d_3$  je průměrem jádra šroubu. Velký průměr závitů matice se označuje  $D$  a její malý průměr závitů  $D_1$ .

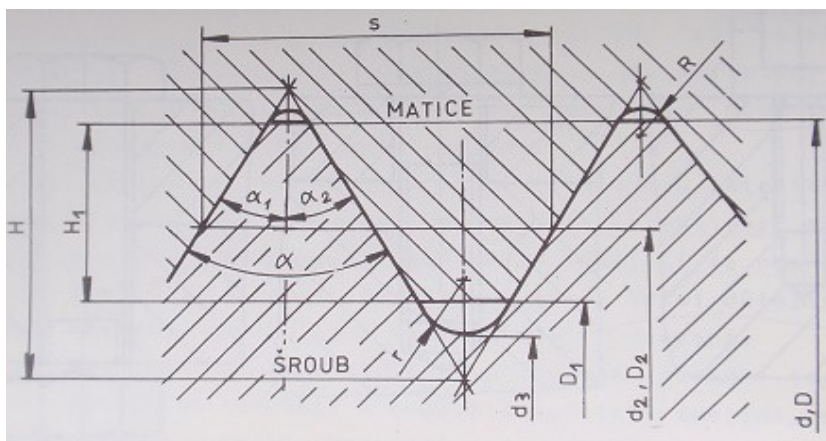
Střední průměr závitů šroubu  $d_2$  je roven střednímu průměru závitů matice  $D_2$ . Je dán průměrem myšleného válce souosého se závitěm, který dělí výšku teoretického profilu  $H$  na dvě poloviny.

Střední průměr  $D_2$  resp.  $d_2$  určuje polohu střední šroubovice závitů a určuje zároveň vzdálenost profilu od osy.

Stoupáním s závitů se rozumí vzdálenost ve směru osy dvou sousedních stejnohlých

bodů téže šroubovice závitu.

U jednochodého závitu se stoupání s rovná rozteči závitu  $t$ , u vícechodého je tuto třeba násobit počtem chodů. Rozteč závitu je tedy dána vzdáleností stejnohlých bodů sousedních profilů závitu ve směru jeho osy.



obr 4. Profil závitu šroubu a matice

Součet úhlů boků závitu  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$  určuje vrcholový úhel závitu  $\alpha$ . Nosná hloubka závitu se označuje  $H_1$ , zaoblení závitového žlábků je určeno poloměrem  $r$  u šroubu a  $R$  u matice.

Podle smyslu vinutí šroubovice rozeznáváme závity pravé (pravochoché), které se používají většinou. Závity levé (levochoché), které se používají ve zvláštních případech spojení strojních součástí.

V technické praxi se používají různé druhy závitů. Jejich tvar a rozměry jsou dány ČSN.

Metrický závit (se označuje písmenem  $M$ ) je nejrozšířenějším typem závitu spojovacích šroubů. Vyznačuje se vrcholovým úhlem závitu  $\alpha = 60^\circ$ . V praxi se používá metrický závit základní řady, který je dán ČSN 014012 a metrický závit s jemným stoupáním určený ČSN 014013. Profily obou těchto závitů jsou stejné.

Lichoběžníkový závit je buď rovnoramenný  $\alpha = 30^\circ$  nebo nerovnoramenný  $\alpha = 33^\circ$ . Používají se většinou pro pohybové šrouby jednochodé i vícechodé.

Whitworthův závit (se označuje písmenem  $W$ ) ČSN 014030, má vrcholový úhel  $\alpha = 55^\circ$ .

Trubkový závit válcový (se označuje písmenem  $G$ ), ČSN 014033, vyznačuje se vrcholovým úhlem  $\alpha = 55^\circ$ . Jeho velikost se označuje podle světlosti trubky udávané v palcích.

Oblý závit ( $Rd$ ), ČSN 014037, se používá jen ve zvláštních případech. Jeho výhodou je, že



se dá snadno vytlačit z plechu.

Jak již bylo zmíněno, základním typem závitu spojovacích šroubů a matic je závit metrický. Vzhledem k velké rozšířenosti šroubových spojů v technické praxi jsou tyto spojovací součásti normalizovány ( typ, tvar, rozměry, materiál ).

#### **4.2. Silové poměry šroubového spoje**

Podstatou šroubového spoje je vytvoření osově tahové síly ve šroubu  $F_Q$ , která svírá spojované součásti. Potenciální třecí silový účinek na stykových plochách spojovaných součástí příslušný osově síle musí zajistit spolehlivost spoje vůči vnějšímu zatížení.

Osová síla ve šroubu je dána vzájemným silovým působením šroubu a matice na nosné ploše závitu. Toto silové působení vzniká při utahování šroubu, resp. Matice, momentem  $M_u$  a setrvává ve spoji v důsledku pružných deformací a samosvorností šroubového spoje.

Je výhodné odvodit silové poměry na šroubu s tupým závitem, protože se tím předpoklady výpočtu zjednoduší. Výsledky zjištěné pro tupý závit se snadno přepočítají pro ostatní druhy závitů.

Pro utahovací moment  $M_u$ , který je vyvozen šroubovým klíčem platí, že

$$M_u = M_1 + M_{tp} \quad (1)$$

kde  $M_1$  je moment příslušný tření mezi závity šroubu a matice při utahování a  $M_{tp}$  je moment tření mezi podložkou a maticí, případně hlavou šroubu.

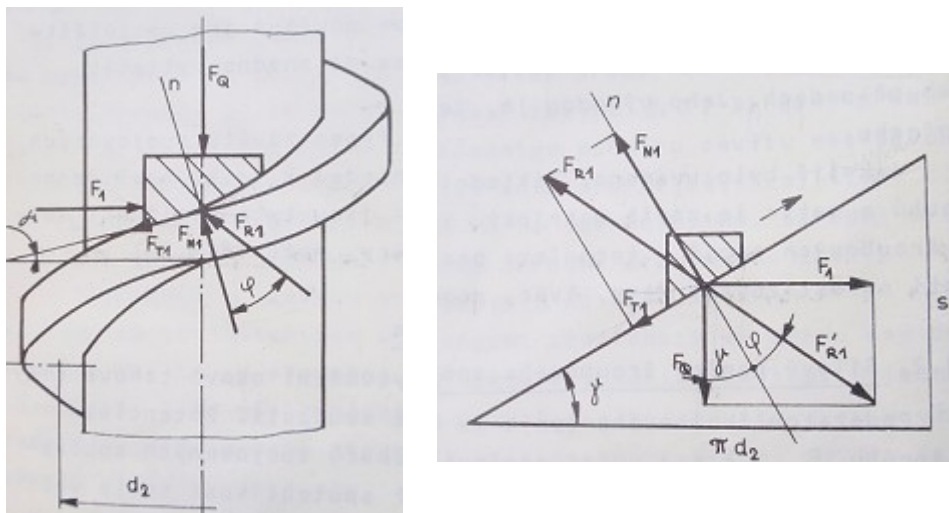
Vzájemné silové působení mezi závity šroubu a matice ( spojitě zatížení ) lze nahradit silovým působením na nakloněné rovině, která je dána rozvinutím střední šroubovice ( o průměru  $d_2$  ) do roviny rovnoběžné s osou šroubu ve vzdálenosti  $d_2/2$ . Jestliže spojitě zatížení závitu soustředíme do jediného bodu a nahradíme výslednou silou ( je stejně velká jako osová síla  $F_Q$  ), kterou připojíme k tělesu reprezentujícímu matici, můžeme silové poměry šroubového spoje řešit jako rovnováhu tělesa na nakloněné rovině.

Přitom v této fázi výpočtu budeme předpokládat úhel boku závitu roven nule ( teoreticky závit obdélníkového nebo čtvercového profilu ). Utahování šroubového spoje bude znamenat posuv tělesa po nakloněné rovině nahoru.

Silové poměry při utahování šroubového spoje jsou patrné na obr 4. a 5. Protože

moment působící na šroub leží v rovině kolmé k ose šroubu ( vektor momentu na směr osy ),bude jeho účinek na šroubu odpovídat účinku síly  $F_1$ ,která má směr kolmý k ose šroubu a působí na rameni  $d_2/2$ .Potom moment  $M_1$  je dán vztahem

$$M_1 = F_1 \cdot \frac{d_2}{2} \quad (2)$$



obr. 4. – 5 .Náhradní silové poměry při utahování šroubového spoje

Pro sílu  $F_1$  zřejmě platí,že

$$F_1 = F_Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \quad (3)$$

kde  $\varphi$  je třecí úhel vázaný se součinitelem tření  $f$  mezi závity šroubu a matice ( tělesa na nakloněné rovině ) vztahem

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (4)$$

Po dosazení do vztahu ( 2 ) vychází pro moment  $M_1$ ,že

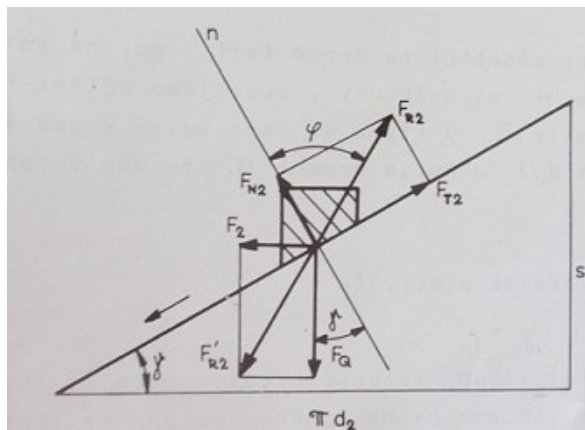
$$M_1 = \frac{1}{2} \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \quad (5)$$

Jako  $F_{R1}$  je označena výsledná reakce mezi tělesem a nakloněnou rovinou,je odkloněna od normály  $n$  o třecí úhel  $\varphi$  tak,že působí proti smyslu předpokládaného pohybu.Síly  $F_{N1}$  a  $F_{T1}$  jsou její složky ve směru normály  $n$  a ve směru pohybu.

Povolování šroubového spoje odpovídá posuv náhradního tělesa dolů po nakloněné rovině obr. 6.Pak je výsledná reakce  $F_{R2}$  odkloněna o úhel  $\varphi$  opět tak,že její silový účinek působí proti smyslu předpokládaného pohybu.Z rovnováhy sil můžeme analogicky jako při utahování šroubového spoje odvodit vztah pro moment tření v závitech  $M_2$  při

povolování. Je tedy

$$M_2 = \frac{1}{2} \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \quad (6)$$



obr. 6. Náhradní silové poměry při povolování šroubu

Přitom je kladný smysl síly  $F_2$  zaveden tak, že odpovídá povolování šroubového spoje. Ze vztahu (6) plyne, že moment  $M_2$  závisí na rozdílu úhlů  $\varphi$  a  $\gamma$ . Pokud je úhel  $\varphi$  větší než  $\gamma$  je moment  $M_2$  kladný, tedy abychom uvolnili šroubový spoj, musíme působit momentem  $M_2$ . Takový šroubový spoj se nazývá samosvorný. Ze vztahu (6) vyplývá podmínka samosvornosti

$$\varphi \geq \gamma \quad (7)$$

Moment tření  $M_{tp}$  mezi maticí (nebo hlavou šroubu) a podložkou má vliv na samosvornost šroubového spoje. U spojovacích šroubů zvyšuje bezpečnost proti samovolnému uvolnění (pouze osovou silou  $F_Q$ ).

Za předpokladu rovnoměrného rozdělení tlaku mezi maticí (hlavou šroubu) a podložkou lze moment  $M_{tp}$  stanovit ze vztahu

$$M_{tp} = F_Q \cdot f_M \cdot \frac{D_s}{2} \quad (8)$$

kde  $f_M$  součinitel tření mezi maticí (hlavou šroubu) a podložkou,  $D_s$  střední průměr dosedací plochy, která je omezena vnitřním průměrem podložky a průměrem odpovídajícím rozměru šroubového klíče. Pro zjednodušení výpočtu užíváme obvykle přibližný vztah, že

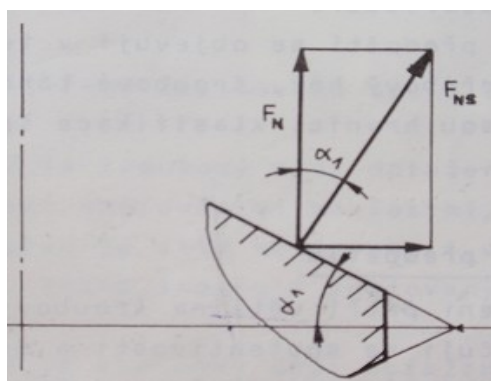
$$M_{tp} = \frac{1}{2} \cdot M_1 \quad (9)$$

Potom je utahovací moment šroubového spoje

$$Mu = \frac{3}{4} \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \quad (10)$$

Při stanovení momentu tření v závitech  $M_1$  resp.  $M_2$  jsme předpokládali součinitel tření  $f$ , který závisel jako obvykle na drsnosti stykových ploch vnitřního a vnějšího závitu, materiálu šroubu a matice a na vlastnostech mazacího filmu.

Úhel boku závitu  $\alpha_1$ , resp.  $\alpha_2$ , jsme pokládali za nulový. Pro skutečný, např. metrický závit jsou však tyto úhly nenulové. Silová rovnováha nahrazující poměry u šroubového spoje má pak prostorový charakter. Abychom mohli využít dříve odvozených vztahů pro utahovací a povolovací moment, provedeme zjednodušení tohoto problému následujícím postupem.



Obr.7. Rozložení normálové síly na ostrém závitu

Výsledná reakce  $F_{RS}$  pro skutečný závit leží v rovině, která je kolmá na boční přímku profilu závitu v místě, do kterého je soustředěno silové působení mezi šroubem a maticí. Její třecí silový účinek je dán odklonem o úhel  $\varphi$ . Dále zřejmě platí obr.6, že

$$F_{NS} \cdot \operatorname{tg} \varphi = \frac{F_N}{\cos \alpha_1} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (11)$$

Vliv úhlu boku závitu  $\alpha_1$  se zavádí do výpočtu vztahem

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha_1} = f' \quad (12)$$

Dále můžeme použít dříve odvozených vztahů pro moment tření v závitech šroubového spoje s tím, že součinitel tření  $f$  zaměníme za  $f'$ , resp. třecí úhel  $\varphi$  za  $\varphi'$ .

Pro metrický závit platí, že  $f'$  je přibližně 1,15  $f$ .

Pro větší úhly stoupání závitu  $\gamma$  (u spojovacích šroubů větších než M20) je třeba uvážit vliv úhlu  $\gamma$  na hodnotu  $f'$  neboť úhel  $\alpha_1$  u osového řezu závitu se již významně liší od úhlu boku závitu jeho normálového řezu.

### 4.3. Samosvornost šroubového spoje

Důležitou vlastností šroubového spoje je samosvornost. Znamená to, že se šroubový spoj při působení osově síly  $F_1$  neuvolní. Pro uvolnění spoje je tedy nutné působit na matici nebo hlavu šroubu momentem v opačném smyslu než při utahování. Pro demontáž se pak uvažuje s povolovacím momentem  $M_2$  pro který platí, že

$$M_2 = M_{12} + M_{tp2} \quad (13)$$

kde  $M_{12}$  je roven odporovému momentu v závitu při povolování. Odporový moment tření mezi maticí nebo hlavou šroubu a podložkou nebo spojovanou součástí je roven momentu  $M_{tp2}$  při povolování. Je co do velikosti stejný jako moment  $M_{tp}$  při utahování a samosvornosti spoje napomáhá. V praxi je však třeba uvažovat i případy nejisté velikosti momentu  $M_{tp2}$ , a proto u spojovacích šroubů musí být pro zajištění samosvornosti moment  $M_{12}$  kladný. Odvození vztahu pro moment  $M_{12}$  provedeme obdobně jako pro moment  $M_u$  při utahování s tím, že tentokrát bude mít třecí síla  $F_T$  opačný smysl a účinek momentu  $M_{12}$  bude dán silou  $F_2$  na středním poloměru  $d_2 / 2$ .

Ze silové rovnováhy v tečné rovině válce o průměru  $d_2$  plyne, že

$$F_2 = F_Q \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) \quad (14)$$

a moment

$$M_2 = \frac{1}{2} \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) \quad (15)$$

Pokud je moment  $M_2$  kladný, tedy

$$\varphi' - \gamma > 0 \quad (16)$$

je spoj samosvorný a při demontáži je třeba působit na matici nebo hlavu šroubu momentem opačného smyslu než při montáži. U závitů běžných spojovacích šroubů je úhel  $\gamma \approx 3^\circ$  a  $\varphi' \approx 10^\circ$ , takže je podmínka samosvornosti splněna vždy. Teoretický stav, kdy

$$\varphi' = \gamma \quad (17)$$

se označuje jako mez samosvornosti. Ještě připomeňme, že odporový moment tření  $M_{tp2}$  mezi maticí nebo hlavou šroubu a podložkou nebo spojovanou součástí napomáhá žádané samosvornosti spoje. Vztah (17) má zvláštní význam v problematice šroubových mechanismů.

### 4.4. Součinitelé tření v závitech i na dosedacích v



## **plochách hlav nebo matic**

Při výpočtu momentu na klíči  $M_u$  ( který musíme znát, chceme – li dosáhnout určitého svěracího tlaku na dosedacích plochách spojovaných součástí nebo vyvodit ve šroubu určité požadované předpětí ). Musíme počítat s rozptylem součinitelů tření a to jak součinitelů tření  $f_z$  na závitu tak součinitelů tření  $f_m$  na dosedací ploše nebo s rozptylem celkového součinitele tření  $f_k$ .

$$M_u = M_1 + M_{tp} \quad (18)$$

je možno přepsat do tvaru

$$F_Q \cdot f_k \cdot R_k = \frac{F_Q \cdot f_z \cdot D_2}{2} + \frac{F_Q \cdot f_m \cdot D_m}{2} \quad (19)$$

Touto rovnicí jsou definovány jednotliví součinitelé tření  $f_k, f_z$  a  $f_m$ . Není správné vycházet při výpočtech z předpokladu, že

$$f_k = f_z = f_m \quad (20)$$

tj. ze středních hodnot součinitelů tření. Je – li při dotahování šroubu na žádané předpětí moment na klíči  $M_u$  vypočten ze středních hodnot, potom buď žádaného předpětí nedosáhneme nebo ho překročíme, protože rozptyl hodnot součinitelů tření může být značný. Obojí může mít pro šroubové spojení nedobré následky.

Součinitel tření v závitu  $f_z$  je kromě drsnosti povrchu závitu, použitého maziva, z něho vzniklého mazivového filmu a nečistot na závitu závislý ještě na úpravě povrchu závitu šroubu a matice. Na změně úhlu boku závitu vlivem trvalé deformace, na pořadí tepelného zpracování ve výrobním procesu šroubu a někdy i na velikosti zatížení. Vliv drsnosti a úpravy povrchu závitu šroubu a matice je značný. Ukázalo se, že jemně obrobený závit má nejvýhodnější součinitele tření. Jinak nemá způsob zhotovení závitu – tvářením nebo řezáním – podstatný vliv na tření na závitu.

Rozdíl, pokud se objeví, projeví se zvětšením rozptylu součinitelů tření  $f_z$  a  $f_k$  u šroubů zušlechtěných ( bez černění ) a kadmiovaným mají celkem malé součinitele tření a i jejich rozptyl je poměrně malý.

Změna úhlu boku závitu způsobená deformací závitu může mít za následek buď zvětšení nebo zmenšení součinitele tření v závitu.

Tepelně nezpracované šrouby mají menší hodnoty součinitelů tření  $f_z$  a  $f_k$ , ale větší rozptyl. Nejpriznivější hodnoty součinitelů tření  $f_z$  a  $f_k$  byly zjištěny u šroubů žíhaných po

zhotovení závitu (  $f_z = 0,4$  až  $0,6$  – vždy je větší než  $0,3$ ,  $f_k = 0,3$  až  $0,3$  ). Jako nejvýhodnější se jeví použití zušlechtěných výkovků pro výrobu šroubů. Rozptyl součinitelů tření je podstatně menší než u šroubů zušlechtěných až po zhotovení závitu ( řezáním nebo tvářením ). V některých případech bylo zjištěno, že se rozptyl i hodnoty součinitelů tření  $f_z$  a  $f_k$  mění se zatížením.

Součinitel tření  $f_m$  na dosedacích plochách hlav nebo matic je nezávislý na tlaku  $p_s$  na dosedací plochu. Zajímavé, ale snadno vysvětlitelné je, že pro tření je jemně obrobená dosedací plocha vhodnější než vyleštěná. Dokonce někdy je vhodnější i plocha hrubě obrobená.

Příčinu nutno pravděpodobně vidět v tom, že z vyleštěné plochy se mazivo poměrně snadno vytlačí. I při použití disulfidu molybdenu (  $\text{MoS}_2$  ) je jemně obrobená plocha výhodnější než dosedací plocha leštěná.

Snižování součinitele tření v závitu  $f_z'$ , které je důležité pro namáhání zatíženého šroubu při utahování ( hrozí ukroucení šroubu ) a využití jeho tahové únosnosti by mohlo ohrozit samosvornost šroubu. Samosvornost spojovacích šroubů je nutná pro bezpečnost šroubového spojení, aby nenastalo uvolnění ( pokles předpětí, těsnícího tlaku atd. ).

#### **4.4.1. Vliv rozptylu hodnot součinitelů tření na utažení šroubu ( předpětí )**

Utahováním šroubu momentem  $M_u$  vzniká předpětí  $F_o$ , kterým jsou na sebe přitlačovány spojované části. Velikost takto dosaženého předpětí je závislá na rozměrech šroubu, na velikosti momentu  $M_u$ , na velikosti tření v závitu a na dosedací ploše hlavy nebo matice. Velikost tření v závitu je rozhodující pro tahové využití šroubu. Čím větší je tření v závitu, tím je využití únosnosti šroubu pro vytvoření předpětí menší, což plyne z rovnice pro moment odporu v závitu  $M_1$ . Tento moment namáhá šroub při utahování na kroucení.

Výhodné je znázornit tzv. diagram  $M_u - F_o$ , který znázorňuje vztah mezi momentem na klíči  $M_{u1}$  a předpětím  $F_o$ . Do diagramu je možno snadno zakreslit křivky využití šroubu. Z diagramu lze vyčíst vliv rozptylu hodnot součinitele tření na velikost předpětí  $F_o$  při stejné velikosti momentu na klíči  $M_u$ .

Na rozptyl a velikost třecího momentu má vliv ještě mnoho jiných okolností. Tak např.

rozptyl třecího momentu na dosedací ploše hlavy nebo matice se zvětšuje se zmenšující se drsností dosedacích ploch. To je způsobeno zvětšením součinitele tření při vytlačení maziva z dosedací plochy.

Podtočení dosedací plochy – dosedací plocha vydutá – zvětšuje třecí moment hlavy nebo matice zvětšením třecího poloměru.

U leštěné dosedací plochy je přírůstek momentu  $M_{tp}$  menší. Lze tedy podtáčením dosedací plochy zvýšit třecí moment tam, kde je to potřebné a výhodné.

Rozptyl třecího momentu na dosedací ploše hlavy nebo matice činí poměry při utahování šroubu ještě nejjistější. Čím menší je rozptyl tohoto třecího momentu, tím je situace jasnější. Rozptyl třecího momentu na dosedací ploše hlavy nebo matice se dá zmenšit úpravou.

Pro dosaženou velikost předpětí není důležitý pouze rozptyl momentu na klíči, ale i poměr třecího momentu na závitu k třecímu momentu na dosedací ploše hlavy nebo matice, nebo také k momentu na klíči. Pokusy bylo zjištěno, že vlivem okolností uvedených v článku 4.4. liší se v tomto směru značně výrobky různých výrobců. Zvláště velké jsou rozdíly mezi dosaženým předpětím při použití téhož momentu na klíči pro dotahování.

Také několikeré utažení a povolení šroubu může vyvolat buď snížení, nebo zvýšení dosaženého předpětí při dodržení stejného momentu na klíči. Snížení nebo zvýšení předpětí je závislé na materiálu šroubu a matice. Zdrsní – li se dosedací plochy při prvním utažení, potom při dalším několikanásobném utažení předpětí poklesne a teprve po patnácti až dvaceti utaženích vznikne rovnováha. Součinitele tření a opakovaným utahováním vzniklé zpevnění a deformace se již nemění. Dojde – li naopak k uhlazení ploch, tedy zmenšení tření, zvýší se při druhém a dalších utaženích předpětí. Ústálení nastává zase asi po patnácti až dvaceti utaženích a povoleních.

#### **4.5. Pevnostní kontrola šroubů**

Pevnostní kontrolou šroubu se rozumí stanovení skutečného součinitele bezpečnosti  $k$  a jeho porovnání s požadovanou hodnotou  $k_p$ .

Šroub může být zatížen za provozu staticky nebo dynamicky tahovou silou, při montáži je staticky namáhán současně tahem silou  $F_Q$  a kroutícím momentem  $M_1$ , který se z matice přenesení přes závit na šroub. Kritický průřez je běžně v oblasti závitu s průměrem  $d_3$ , který se

také nazývá průměr jádra šroubu.

#### 4.5.1. Zatížení při montáži

Při montáži je šroub namáhán tahem,krutem a případně ohybem v důsledku nerovnoběžnosti dosedacích ploch matice nebo hlavy šroubu a spojované součásti.Síla  $F_Q$  vyvolá napětí

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_j} \quad (21)$$

kde  $S_j$  značí průřez jádra šroubu,který odpovídá přibližně vnitřnímu průměru  $d_3$  závitu.Je tedy

$$S_j \simeq \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (22)$$

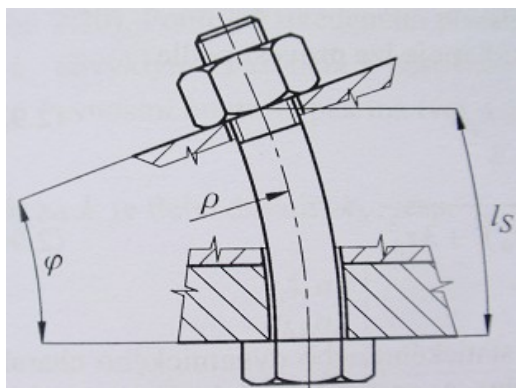
Kroutící moment  $M_1$  způsobí napětí

$$\tau_K = \frac{M_1}{W_{Kj}} \quad (23)$$

kde  $W_{Kj}$  je modul v krutu jádra šroubu,pro který platí

$$W_{Kj} \simeq \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (24)$$

Výrobní nepřesnosti šroubových spojů,které se často projevují např.nerovnoběžností dosedacích ploch hlavy šroubu a matice,nesprávně provedenými závity,úchylkou souososti



obr.8. Ohyb šroubu vlivem nerovnoběžnosti dosedacích ploch spojovaných součástí hlavy a závitové části šroubu,matice a jejího závitu,mají za následek vznik přídavného ohybu šroubu ( obr.8 ).Ohybové napětí  $\sigma_0$  ve šroubu se pak sčítá s tahovým napětím  $\sigma_t$ . Velikost ohybového napětí  $\sigma_0$  v kritickém průřezu lze stanovit na základě diferenciální rovnice průhybové čáry ve tvaru bez ohledu na znaménko

$$y'' = \frac{M_o}{E \cdot J_j} \quad (25)$$

kde y značí průhyb,  $M_o$  je z

$$J_j \simeq \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (26)$$

Druhá derivace průhybu je z diferenciální geometrie přibližně rovna křivosti průhybové čáry, v tomto případě osy šroubu. Je tedy

$$y'' \simeq \frac{1}{\rho} \quad (27)$$

a dále

$$\rho = \frac{l_s}{\varphi} \quad (28)$$

kde  $\varphi$  je úhel nerovnoběžnosti dosedacích ploch hlavy šroubu a matice.

Pro moment  $M_o$  platí  $M_o = \sigma_o \cdot W_{oj}$  (29)  
přičemž

$$W_{oj} = \frac{2 \cdot J_j}{d_3} \quad (30)$$

Po úpravě dostaneme, že

$$\sigma_o = \frac{E \cdot d_3 \cdot \varphi}{2 \cdot l_s} \quad (31)$$

Pevnostní kontrolu šroubu pro montáž spoje lze provést podle

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} \leq k_p \quad (32)$$

kde

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3 \tau_K^2} \quad (33)$$

## 5. Šroubové spoje bez předpětí

Šroubové spoje bez předpětí se používají takřka výhradně jen u staticky zatížených spojení. Tedy v těch případech, kdy zátěžná síla je konstatní nebo se mění v čase natolik pomalu, že lze zatížení považovat za klidné. Pro dynamické namáhání není tento spoj vhodný vzhledem k únavovým jevům, které vznikají v důsledku nepříznivého rozložení zátěžné síly mezi závity šroubu a matice. Dále se uplatňují vrubové účinky závitu a



přechodových částí ( změn průměru ) šroubu. Tyto faktory podstatně ovlivňují mez únavy vztaženou na průřez jádra šroubu, která je u ocelových šroubů 30 až 80 Mpa ( podle hodnot mechanických vlastností materiálu ).

Šroubové spoje bez předpětí se objevují v technické praxi poměrně zřídka ( např. jeřábový hák, šroubová táhla, rozpěry ), v některých případech jsou hranicí klasifikace šroubových spojů a mechanismů.

## 6. Šroubové spoje s předpětím

K tomuto typu spojení patří většina šroubových spojů ve strojírenství. Vyznačují se spolehlivostí a dostatečnou životností. Šrouby těchto spojů jsou utaženy ( předepjaty ) ještě před působením vnějšího zatížení, které může být stálé nebo proměnlivé. V důsledku předpětí spoje se vytvoří na stykové ploše spojovaných součástí tlak, jemuž odpovídající třecí účinek může přenášet i silové zatížení v rovině kolmé k ose šroubu. Kromě toho jsou schopny tyto spoje zajistit i těsnost spojení součástí, např. víka a nádoby, jak při stálé, tak i proměnlivé provozní ( vnější ) síle, která v tomto smyslu působí v ose šroubu. S ohledem na silové zatížení šroubu a spojovaných součástí jsou tyto spoje odolné i při působení rázových zátěžných sil.

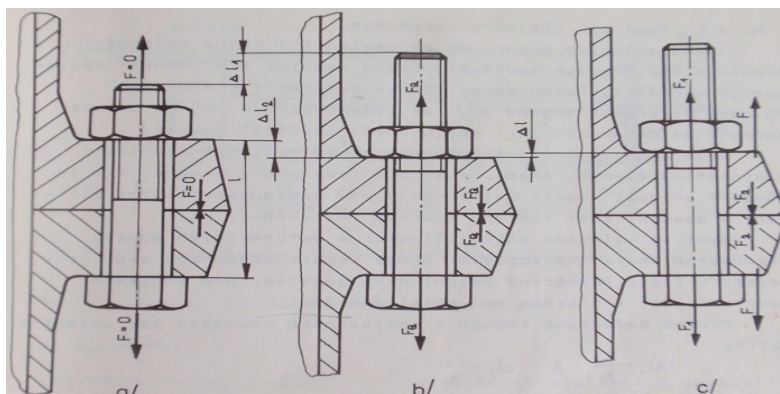
-předpětí se používá obecně tam, kde se požaduje:

1. zvýšení únavové pevnosti spojovacích a někdy i spojovaných součástí
2. zajištění těsnosti spoje, tj. Vyvození těsnícího tlaku ve spoji
3. zajištění tuhosti spojení
4. zamezení vzniku rázů při střídavém zatížení, nebo zmírnění účinků rázů

Šrouby používané na předepjaté spoje bývají vždy vysoce namáhány, tj. Jejich jmenovitá napětí jsou velmi blízká přípustným mezím. Přípustné meze jsou: mez průtažnosti při zatížení statickém, mez únavy při zatížení dynamickém. Poměr mezních napětí k jmenovitým napětím je mírou nebo násobkem bezpečnosti. Násobky bezpečnosti je nutno v každém případě zjišťovat.

Aby se při dynamickém namáhání šroubů zamezilo vzniku únavových lomů, je zpravidla nutné použít speciálně upravených šroubů, u nichž je zvlášť důležité, aby dosedací plochy hlav i matic byly kolmé k ose šroubu. Zamezí se tím vzniku přidavného ohybu.

## 6.1. Montáž a zatížení šroubového spojení



obr.9. Montáž a zatížení šroubového spoje s předpětím

Na obr.9a) je šroubový spoj dotažen tak ,že jsou pouze vymezeny vůle mezi spojovacími součástmi,hlavou šroubu a maticí.V tomto stavu je síla ve šroubu i ve spojovaných součástích rovna nule.Délka šroubu a spojovaných součástí je označena  $l$ .

Na obr.9b) je šroubový spoj dotažen natolik,že ve šroubu vznikne tažná osová síla  $F_Q$ ,která zároveň přitlačuje spojované součásti.Přitom se v důsledku pružných deformací změnila délka šroubu o  $\Delta l_1$  ( prodloužení ) a délka spojovaných částí v oblasti spoje o  $\Delta l_2$  ( stlačení ).Tím je ukončena montáž šroubového spoje s předpětím.

Na obr.9c) je spoj zatížen vnější provozní silou  $F$  ( tahovou ) s působišti pod maticí a hlavou šroubu.V důsledku tohoto zatížení se změní síla ve šroubu na hodnotu  $F_1$  a síla mezi spojovanými součástmi bude mít velikost  $F_2$ .Síly  $F_1,F_2$  a  $F$  musí být zřejmě v rovnováze.

Změna silových poměrů má za následek i změnu deformací šroubu a spojovaných součástí.Pokud nedojde k odlehnutí spojovaných součástí,budou změny těchto deformací stejné (  $\Delta l$  ).Původní deformace šroubu  $\Delta l_1$  se tedy zvětší o  $\Delta l$  a o tutéž hodnotu se deformace  $\Delta l_2$  spojovaných součástí zmenší.

## 6.2. Tuhost šroubu a spojovaných součástí

Deformace součástí šroubového spoje musí být v oblasti platnosti Hookeova zákona,musí být tedy pouze pružné.Tím je původní předpětí spoje zajištěno i při pominutí vnějšího zatížení a spolehlivost spojení zůstává zachována.

Pružné deformace šroubu a spojovaných součástí lze vyjádřit vztahy

$$\Delta l_1 = \frac{F_Q}{k_1} \quad \text{a} \quad \Delta l_2 = \frac{F_Q}{k_2} \quad (34)$$

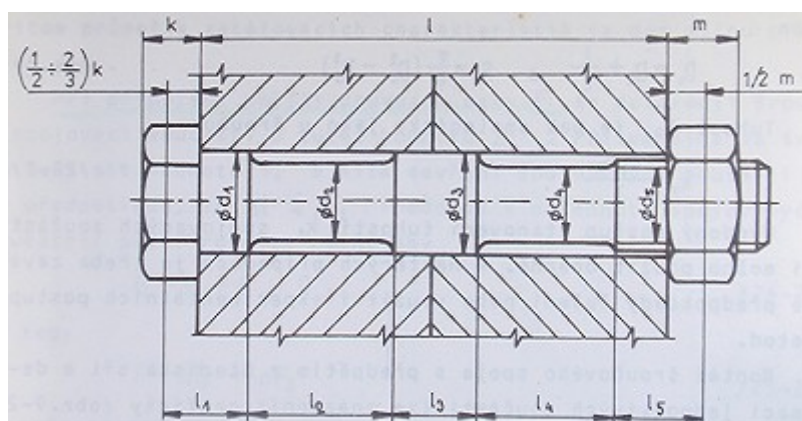
kde  $k_1$  a  $k_2$  jsou konstanty tuhosti šroubu a spojovaných částí.

Tuhost šroubu lze stanovit s využitím Hookeova zákona.

Platí, že 
$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l_1}{l} = \frac{\sigma_1}{E_1} = \frac{F_Q}{E_1 \cdot S_1} \quad (35)$$

Takže vychází 
$$k_1 = \frac{E_1 \cdot S_1}{l} \quad (36)$$

kde je  $l$  délka deformované části šroubu,  $S_1$  průřez šroubu,  $E_1$  modul pružnosti v tahu materiálu šroubu.



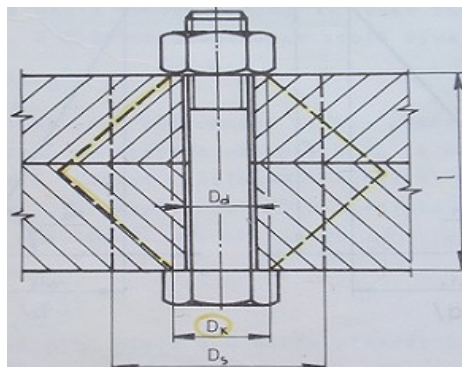
Obr.10. Tuhost šroubu s tvarovaným dříkem

Vztah ( 36 ) by platil pro případ, že šroub má konstantní průřez  $S_1$  po délce  $l$ . Ve skutečnosti však tomu tak není. Do deformované části šroubu spadá vždy i úsek se závitem a někdy je dřík šroubu tvarován z důvodů, které vyplynou z dalšího řešení šroubového spoje. V těchto případech na obr.10. je pak výsledná tuhost šroubu dána tuhostí jednotlivých úseků, kterým přísluší konstantní průřez. Potom pro tuhost takového šroubu platí, že

$$\frac{1}{k_1} = \sum_{i=1}^5 \frac{1}{k_{1i}} \quad (37)$$

kde 
$$k_{1i} = \frac{E_1 \cdot S_{1i}}{l_i} \quad (38)$$

Pro stanovení tuhosti  $k_2$  spojovaných součástí v oblasti šroubového spoje je třeba přijmout zjednodušující předpoklady. Zpravidla se předpokládá, že se mezi hlavou šroubu a maticí po utažení vytvoří ve spojovaných součástech tlakový dvojkužel, jehož povrchové přímky vycházejí z průměru  $D_k$  na obr. 11, který odpovídá otvoru klíče. Tlakový dvojkužel se pak nahradí meziruhovým válcem o vnějším průměru  $D_s$  a vnitřním průměru  $D_d$ .



obr. 11. Tuhost spojovaných součástí

Potom  $D_s = D_k + l_2$   $S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D_d^2)$  (39)

Tuhost  $k_2$  je pak analogicky jako u šroubu

$$k_2 = \frac{E_2 \cdot S_2}{l} \quad (40)$$

Uvedený postup stanovení tuhosti  $k_2$  spojovaných součástí není možno použít obecně. V některých případech je třeba zavést jiné předpoklady řešení nebo využít i experimentálních postupů a metod.

### 6.3. Zatížení a deformace šroubového spojení

Montáž šroubového spoje s předpětím z hlediska sil a deformací jednotlivých součástí lze znázornit graficky na obr. 12.

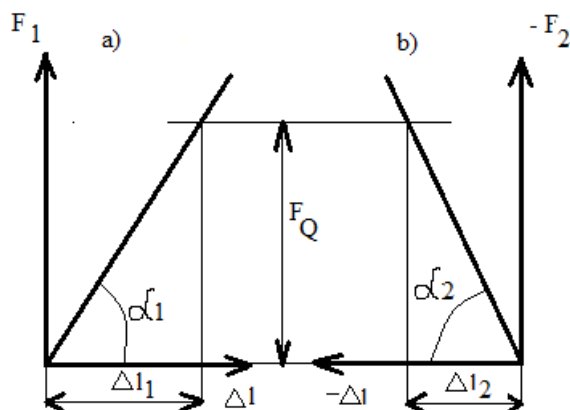
Vzhledem k platnosti Hookeova zákona jsou zobrazené závislosti dány přímkami, přičemž zatěžovací charakteristika má pro šroub kladnou a pro spojované součásti zápornou směrnici. Diagramy na obr. 12 a, 12 b lze spojit v jediný, jestliže vzdálenost jejich počátků souřadnic je zvolena jako součet absolutních hodnot deformací  $\Delta l_1$  a  $\Delta l_2$ . Směrnice přímk (v absolutní hodnotě) jsou dány tuhostí šroubu  $k_1$  a tuhostí spojovaných součástí  $k_2$ . Platí tedy, že

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = k_1 \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = k_2 \quad (41)$$

Přitom průsečík zatěžovacích charakteristik je dán silou předpětí  $F_Q$ .

Při připojení vnější provozní síly  $F$  se deformují šroub a spojovací součásti o tutéž hodnotu  $\Delta l$ . Přitom síla ve šroubu bude mít hodnotu  $F_1$  a síla sevření spojovaných součástí  $F_2$ . Za předpokladu, že  $\Delta l \leq \Delta l_2$  (nedojde k odlehnutí spojovaných součástí) platí rovnice rovnováhy

$$F_1 - F_2 - F = 0 \quad (42)$$



obr.12. Zatížení a deformace součástí šroubového spoje s předpětím při montáži

Je tedy  $F = \Delta F_1 + \Delta F_2$  (43)

a současně platí, že  $\Delta l = \frac{\Delta F_1}{k_1} = \frac{\Delta F_2}{k_2}$  (44)

kde  $\Delta F_1$  je přírůstek síly ve šroubu a  $\Delta F_2$  úbytek síly sevření spojovaných součástí.

Řešením rovnic (42 až 44) můžeme stanovit složky provozní síly  $F$ . Platí, že

$$\Delta F_1 = F \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad \text{a} \quad \Delta F_2 = F \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \quad (45)$$

je zřejmé, že při návrhu šroubového spoje je snaha, aby přírůstek  $\Delta F_1$  síly  $F_1$  ve šroubu v důsledku provozního zatížení silou  $F$  byl co nejmenší. Z rovnice (45) vyplývá, že tomuto požadavku vyhovuje nízká tuhost šroubu  $k_1$  vůči tuhosti spojovaných součástí  $k_2$ . U běžných šroubových spojů bývá poměr

$$\frac{k_2}{k_1} = 3 \quad (46)$$

Na obr. 13 jsou znázorněny silové poměry pro tři případy šroubových spojů se stejným předpětím  $F_Q$  a se stejnou provozní silou  $F$  a s různými kombinacemi tuhostí  $k_1$  a  $k_2$ . Z uvedeného vyplývá, že nejvýhodnější z hlediska namáhání šroubu je případ na obr. 13 c, kdy



přírůstek  $\Delta F_1$  je nejmenší.

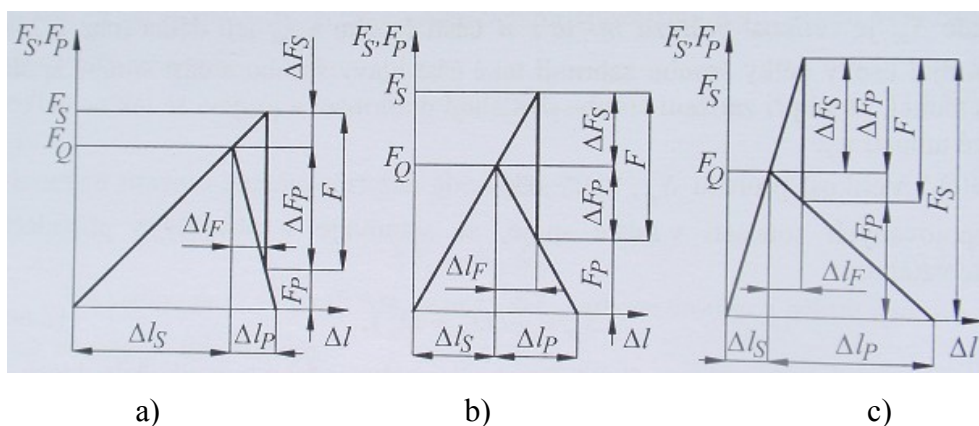
Poměr 
$$b = \frac{F}{F_1} \quad (47)$$

se nazývá pruživost spoje a u dobře provedených spojů nabývá hodnot v intervalu 3 až 4.

U šroubových spojů s předpětím se zpravidla požaduje, aby spojované části byly vždy vzájemně přitlačovány i za působení provozní síly  $F$ . Z tohoto požadavku plynou pro spojení následující požadavky.

$$F_2 > 0, \Delta F_2 < F_Q \text{ a } \Delta l < |\Delta l_2|, \quad (48)$$

které jsou navzájem ekvivalentní.



obr.13.Charakteristiky šroubových spojů s před. s různými kombinacemi tuhostí  $k_1$  a  $k_2$  ( kde  $F_s = F_1$  ,  $F_p = F_2$  ,  $\Delta l_s = \Delta l_1$  ,  $\Delta l_p = \Delta l_2$  ,  $\Delta l_F = \Delta l$  )

V technické praxi se zavádí tzv.součinitel poměrné přetížitelnosti spoje

$$\psi = \frac{F_2}{F} \quad (49)$$

jehož minimální hodnota je  $\psi_{\min} = 0,2$ .

Velikost síly  $F_Q$  (obr.12 ) ,která vytváří předpětí spoje,lze stanovit potom ze vztahů

$$F_Q = F_2 + \Delta F_2 \quad \text{a} \quad F_2 = \psi \cdot F \quad (50)$$

Je tedy 
$$F_Q = F \cdot \left( \psi + \frac{k_2}{k_1 + k_2} \right) \quad (51)$$

maximální zatížení šroubu za provozu je dáno vztahem

$$F_1 = F_2 + F = F \cdot (\psi + 1) \quad (52)$$

Důležitým parametrem šroubového spoje s předpětím je mezní provozní síla  $F_M$ , která právě působí odlehnutí stykových ploch spojovaných součástí. V tomto okamžiku je její

složka  $\Delta F_2$  právě rovna předpětí  $F_Q$ . Takže ze vztahu ( 45 ) nebo ( 51 ) lze vyjádřit velikost  $F_M$  v závislosti na předpětí  $F_Q$  šroubového spoje.

$$F_M = F_Q \cdot \frac{k_1 + k_2}{k_2} \quad ( 53 )$$

Pro dané tuhosti  $k_1$  a  $k_2$  roste mezní provozní síla  $F_M$  s rostoucím předpětím  $F_Q$ . V řadě případů spojení strojních součástí šroubovým spojením a předpětím má vnější zatížení dynamický charakter. Provozní síla  $F$  se mění v čase.

Budeme předpokládat, že síla  $F$  má míjivý časový průběh. Nabývá tedy hodnot 0 až  $+F$  ( tahová síla ). Zatížení šroubu se však pohybuje v mezích  $F_Q$  až  $F_Q + \Delta F_1$  a má potom pulsující charakter.

Šroubový spoj s předpětím ,který je namáhán zatížením střídavého charakteru. Provozní síla se mění od  $-F_n$  ( tlaková ) do  $+F_h$  ( tahová ). Zatěžující síla působící na šroub má dolní hodnotu  $F_{n1}$  a horní  $F_{h1}$ .

#### 6.4. Potřebné předpětí ve šroubovém spoji

U každého předepjatého šroubového spojení se snažíme o co největší předpětí. To, proto, aby bylo i při zatížení provozní silou předpětí ještě tak velké, aby bylo zajištěno dostatečné sevření spojovaných součástí, nebo dostatečný těsnící tlak mezi spojovanými součástmi. Nesmíme také zapomínat, že se za provozu předpětí vlivem „sedání“ spoje zmenšuje. Toto zmenšení předpětí je tím menší, čím je počáteční předpětí větší.

Příliš velké předpětí by při zatížení spoje provozní silou mohlo zavinit překročení meze kluzu (  $\sigma_{0,2}$  ), a tedy vznik trvalých deformací šroubu. Zkroucení, které vzniká při utahování šroubu klíčem, se po dotažení nezmenší. Tření mezi hlavou nebo maticí a svíranou částí je tak velké, že nedovolí vrácení šroubu do nezkroutené polohy. Proto se meze kluzu dosáhne už při tahovém napětí ve šroubu o  $\sim 20\%$  menším než při prostém tahu. Pokusy rovněž ukázaly, že únosnost při dynamickém namáhání tahem je značně závislá na tom, jde-li o prostý tah nebo o tah za současného působení smykového napětí od zkroucení šroubu při utahování. Zmenšení zkroucení znamená zvětšení únosnosti při dynamickém namáhání tahem.

Velikost předpětí je v literatuře udávána různě. Převážně se doporučuje, aby bylo tak

velké, aby napětí ve šroubu nepřekročilo hodnotu  $(0,5 \text{ až } 0,8) \cdot \sigma_{0,2}$  (meze kluzu). Jiní autoři doporučují předpětí pro šrouby s jemným závitem  $0,7 \cdot \sigma_{0,2}$  a pro šrouby se závitem základní řady až  $0,9 \cdot \sigma_{0,2}$ . U některých druhů šroubových spojení není podle některých autorů na závadu, dotáhne-li se šroub tak, že napětí v něm dostoupí meze kluzu ( $\sigma_{0,2}$ ). Po zatížení provozní silou  $F$  se šroub trvale deformuje. Po odlehčení se objeví pokles předpětí viz. rovnice (45).

Při novém zatížení dosáhne zase meze kluzu ( $\sigma_{0,2}$ ). Dojde tedy do jisté míry k automatickému nastavení pro největší možnou sílu ve šroubu. Byl-li tento poprvé dotažen až na mez kluzu ( $\sigma_{0,2}$ ). Poněvadž někdy nelze přesně vyčíslit všechny příčiny poklesu předpětí, udává se velikost předpětí v závislosti na velikosti provozní síly.

$$F_Q = \chi \cdot F \quad (54)$$

Velikost součinitele  $\chi$  je různými autory udávána různě. Findeisen vychází při určování součinitele  $\chi$  z násobků bezpečnosti proti uvolnění spoje, proti tečení materiálu šroubu v dřívku (u šroubů se zvýšenou pružnou poddajností) nebo v jádře (u šroubů s nezeslabeným dřívkem), při dynamickém zatížení v místě prvního nesoucího závitu a v místě přechodu z dřívku do hlavy a dochází k závěru, že  $\chi \leq 2$ , je-li známa provozní síla  $F$  a poměr tuhostí.

## 6.5. Pokles předpětí vznikem trvalých deformací

Provozní zkušenosti (potvrzené zkouškami) dokazují, že k uvolnění šroubového spojení nedochází otáčením šroubu nebo matice. U šroubů utahovaných na žádané předpětí, aniž by se přitom zabránilo jejich zkroucení, bylo sice pozorováno, že při proměnlivém zatížení se při počátečních změnách zatížení matice nebo šroub poněkud pootočí. Tímto pootočením zmizí zkroucení šroubu, a tím i torzní předpětí způsobené zkroucením.

Šroubový spoj je vystaven v provozu proměnlivému zatížení tahovému nebo ohybovému. Síla ve šroubu (zmenší se nejvýš velikost předpětí) vyvolává dostatečné tření v závitu i na ostatních stykových plochách, takže k samovolnému rozšroubování dojít nemůže. Samotné proměnlivé zatížení nemůže tedy být příčinou uvolnění spoje. Proměnlivé točné momenty mohou způsobit uvolnění matice nebo šroubu pouze tehdy, působí-li v kombinaci s proměnlivým tahem, ohybem nebo i stříhem.

Příčiny uvolňování předepjatých šroubových spojení, kromě uvedených případů, jsou asi následující.

- 1.Trvalá prodloužení šroubu způsobená náhodným namáháním šroubu nad meze kluzu
- 2.Trvalá prodloužení šroubu způsobená proměnlivým namáháním překračujícím mez únavy šroubu
- 3.Plastické deformace závitu šroubu a matice
- 4.Plastické deformace vrcholků drsnosti stykových ploch

Pokles předpětí,při vyloučení prvních dvou příčin,byl převážně připisován plastické deformaci boků závitu šroubu a matice,které však nejsou tak velké,aby změnily průchodnost šroubu maticí.Zkouškami bylo také potvrzeno,že ztráta předpětí je u šroubu s válcovaným závitem menší než u šroubů se závitem řezaným,protože i drsnost válcovaného závitu je menší než řezaného.

Plastická deformace se neprojeví pouze na závitech,ale deformují se i vrcholky drsnosti na ostatních styčných plochách stlačených k sobě předpětím.Plastická deformace drsnosti se projeví hlavně na začátku zatížení.Deformují se nejjemnější vrcholky drsnosti,a to proto,že přídatným namáháním od provozní síly v nich vzroste napětí a překročí mez trvalé deformace.Proto je také počáteční pokles předpětí u spojů s větším předpětím menší než u spojů s předpětím menším.Vrcholky drsnosti jsou už značně stlačeny.Během dalšího opakovaného zatěžování spoje vzniká i únava materiálu,takže se trvale deformují i méně namáhané vrcholky drsnosti,čímž se předpětí dále zmenšuje.Nezávisí tedy ztráta předpětí jenom na způsobu zhotovení závitu,ale i na způsobu obrobení a počtu stykových ploch sevřených částí.

Ztráta předpětí je tím větší,čím větší je počet sevřených částí,čím větší je drsnost povrchu jejich stykových ploch,čím menší je počáteční předpětí,větší je tuhost spojovacích šroubů.

## **6.6. Realizace předpětí ve šroubovém spoji**

Pro utahování jakostních šroubů se má používat výhradně jakostních zavřených klíčů nástrčkových,protože čelisti otevřených klíčů se velmi často rozevrou a poškodí šestihran hlavy nebo matice.Pro utahování šroubů velkých průměrů se s oblibou používá klíčů s krátkou rukojetí.Utahovací síla se na tomto klíči vyvine údery kladiva na hlavici,kterou je zakončena krátká rukojeť.Šrouby utahované tímto způsobem jsou namáhány nejenom

kroucením, ale i ohybem. U krátkých šroubů je přídatné ohybové napětí zanedbatelné. Podobně je tomu u dlouhých šroubů, které se vlivem ohybu opřou o okraj díry pro šroub. Nebezpečných hodnot nabývá toto ohybové napětí u šroubů středně dlouhých a může být příčinou poškození šroubu.

Má-li být při montáži velmi namáhaných šroubů zaručeno dodržení určitého předpětí  $F_0$ , nebo má-li být dodrženo alespoň v určitých mezích daných rozptylem součinitele tření, je nutno použít některého z následujících způsobů realizace žádaného předpětí.

1. momentovými klíči
2. elektrickými nebo pneumatickými klíči
3. měřením úhlu dotažení matice nebo šroubu
4. měřením prodloužení šroubu
5. zahřátím šroubu
6. dotažením speciálně upravených šroubů a podložek

### **6.6.1 Realizace předpětí momentovými klíči**

Momentové klíče, jimiž se utahují předepjaté šrouby, jsou upraveny tak, že dovolují buď měření točného momentu potřebného pro utažení šroubu na žádané předpětí, nebo se při dosažení potřebného momentu automaticky vypnou a nedovolí další utahování. Velikost potřebného momentu se určí buď výpočtem, nebo lépe pokusem. Aby bylo možné měření nebo omezení potřebného momentu na klíči, je použito buď mechanického zařízení (šroubové nebo listové pružiny, torzní tyče, a měří se stlačení, průhyb nebo zkroucení), nebo zařízení hydraulického (průhyb, stlačení nebo zkroucení se převádí na tlak oleje, který se měří). Přitom je číselníkový úchylkoměr nebo manometr cejchován tak, že ukazuje místo výchylky nebo tlaku přímo moment. Automatické vypínání klíče je zajištěno buď nastavitelnou kluznou spojkou, nebo západkovým mechanismem.

Protože tření na závitech i na dosedacích plochách hlavy nebo matice je závislé na celé řadě činitelů, mezi jinými i na způsobu zhotovení závitu, na mazání a druhu použitého maziva atd., je tento způsob zajištění velikosti nutného předpětí velmi nepřesný i za předpokladu, že činitelé ovlivňující tření mohou být udržovány konstantní, pokud je to ovšem při větším počtu šroubů vůbec možné. Použití momentových klíčů není vhodné, má-li být

dokonale využita únosnost šroubu a šroub se má utáhnout tak, že napětí stoupne až blízko k mezi kluzu. Šroub se buď nedotáhne nebo se přetáhne. Taková situace vznikne u šroubů, u nichž shodou okolností je tření velké nebo naopak malé ( v rámci rozptylu ). Použitím diagramu  $M_u - F_o$  může se předpětí udržet v určitých předem známých mezích.

### **6.6.2. Realizace předpětí elektrickými nebo pneumatickými klíči**

Při zkouškách vysokofrekvenčních elektrických nebo pneumatických šroubových klíčů se ukázalo, že se skutečně po určitém počtu úhozů přiblíží utažení šroubu žádanému předpětí. Takový mechanický vysokofrekvenční šroubový klíč musí mít kromě motoru, převodovky a omezovače počtu úhozů ještě unašeč vlastního nástroje ( klíče, šroubováku apod. ) spojený s regulačním zařízením, jímž se dá seřídit velikost momentu na klíči. Omezovač počtu úhozů je nastavitelný na různé počty úhozů a automaticky vypne motor, rovná-li se počet úhozů počtu, na nějž byl nastaven, tj. počtu, který je potřebný k utažení šroubu na žádané předpětí.

Jednoduchá, na různou velikost momentu na klíči nastavitelná kuželíková spojka. Přeskakováním unašecích kuželíků ze žlábků v přírubách spojky vznikají úhozy, kterými se šroub utahuje. Síla úhozů se řídí utahováním nebo povolováním šroubové pružiny. Tyto klíče se s výhodou seřizují na zařízeních pro cejchování momentových klíčů.

### **6.7. Únosnost předepjatého šroubového spoje po přetížení**

Přetížením předepjatého šroubového spoje vznikne zpravidla na šroubu trvalá deformace. Přetížení může být způsobeno:

1. přetažením šroubu až nad mez kluzu při dotahování na žádané předpětí, např. proto, že šroub byl utahován více méně podle citu, nebo proto, že byl špatně odhadnut moment na klíči ( rozptyl celkového součinitele tření ) pro nastavení momentového klíče apod.

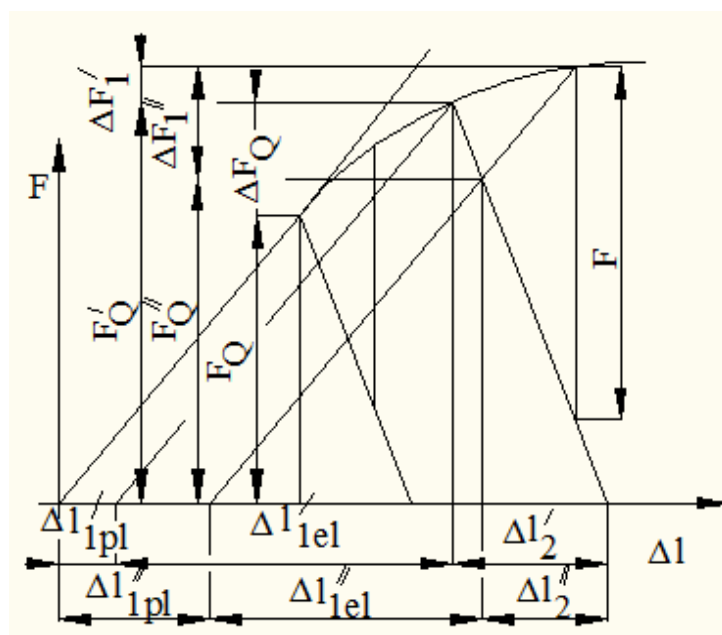
2. přetížením za provozu provozní silou, např. proto, že bylo zvoleno příliš velké předpětí, nebo při vzrůstu provozní síly nad přípustnou hodnotu, což může být zaviněno např. přirozenou ztrátou předpětí apod.

Plastická deformace šroubu, pokud se zřetelně neprojeví kontrakce, nemusí vždy ohrozit

statickou nebo dlouhodobou pevnost spoje. Opakované plastické deformace vedou ovšem k porušení spoje.

### 6.7.1. Přetížení spoje při utahování šroubu

Je-li šroub ve spoji utažen tak, že napětí ve šroubu překročí mez kluzu, deformuje se trvale ( ovšem za předpokladu, materiál šroubu je dostatečně houževnatý ). Protože šroub se protažením za studena mechanicky zpevní a prodloužení se během utahování vyrovná, bude i výsledné předpětí  $F_Q'$  větší o  $\Delta F_Q$  než předpětí  $F_Q$ , na něž měl být šroub původně utažen ( obr. 14. ). Působením provozní síly  $F$  vzroste síla ve šroubu o  $\Delta F_1'$ , která šroub dále trvale deformuje. Vzniklá trvalá deformace šroubu způsobí, že po odlehčení spoje ( pro  $F = 0$  ) se předpětí  $F_Q'$  zmenší na  $F_Q''$ . Bylo-li původní předpětí  $F_Q$  takové, že napětí ve šroubu by nepřekročilo mez kluzu, nebude předpětí  $F_Q''$  menší než  $F_Q$ . Šroub se tedy trvale deformuje ( a tím se zpevní ) pouze tolik, že po novém zatížení napětí ve šroubu vzroste zase právě na mez kluzu.



obr. 14. Zatížení a deformace přetížení při utahování

Šroub se tedy samočinně nastaví na největší možné napětí. Proto jsou zvláště houževnaté šrouby a šrouby se zvýšenou pružnou poddajností ( se zeslabeným dříkem ) poměrně bezpečné při utahování.

Je tedy bezpečnější, se zřetelem na přirozenou ztrátu předpětí, takové šrouby ( pokud jsou dobře dimenzovány ) utáhnout raději více než méně.



### 6.7.2. Přetížení šroubového spoje v provozu

Pro volbu šroubového spojení je důležité znát velikost zatížení, při němž se objeví větší trvalé axiální deformace. Známe-li toto zatížení, můžeme zabránit tečení materiálu šroubu, které nastává působením provozních sil zatěžujících šroubové spojení, a tím i nebezpečnému zmenšení předpětí.

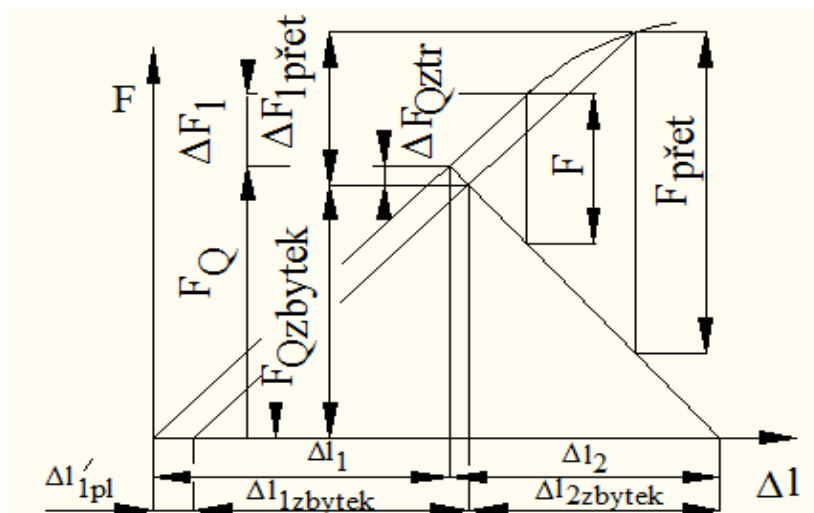
Celkové axiální prodloužení šroubu se skládá z prodloužení dříku, z prodloužení závitové části šroubu až k výběhu závitu, ze stlačení matice ( u tlačné, tj. běžné matice ) a hlavy šroubu, z průhybu závitu šroubu i matice a z vytažení závitu z radiálně se deformující matice.

Přestoupí-li provozní síla přípustnou mez, mohou vzniknout plastické deformace ve šroubu i v matici. Příčinou plastického přetvoření spoje může být i trvalá ohybová deformace závitu na šroubu v matici.

Křivka při trvalé ohybové deformaci závitu má stejný charakteristický průběh jako křivka celkového prodloužení šroubu. Bylo zjištěno, že odklon křivky nastává tím dřív, čím nižší je matice a čím menší je otvor klíče ( radiální roztažení matice ). Plastická deformace maticového i šroubového závitu, stejně jako trvalá deformace dříku, způsobí oddálení dosedacích ploch hlavy a matice, a proto i pokles předpětí.

Rovněž bylo zjištěno, že malé trvalé deformace se objeví již při velmi malých zatíženích, což si můžeme vysvětlit deformacemi prvních ( přetížených ) závitů šroubu i matice.

Výpočtem se dá poměrně jednoduše a přesně zjistit napětí, a tedy i deformace ve dříku i v závitové části šroubu až po matici. Deformace závitu šroubu v matici a deformace závitů matice a matice samotné jsou početně téměř nezjistitelné.



obr.15.Zatížení a deformace při přetížení v provozu

## 6.8. Dlouhodobá pevnost závitových spojení a předpětí

Ani pro nejjednodušší podmínky, tj. pro hladkou leštěnou tyč nemůžeme pro výpočet dlouhodobé pevnosti použít pevnostních hodnot získaných statickými zkouškami, protože neexistuje obecně platný vztah mezi pevností materiálu v tahu a mezí únavy. Mez únavy materiálu není závislá pouze na pevnosti v tahu, ale také na mezi kluzu, na tažnosti a kontrakci. Vliv meze únavy materiálu, je u šroubů silně překryt vlivem tvaru.

Největší napětí při proměnlivém zatížení, na které může být šroub trvale namáhán, je jeho jmenovitou mezí únavy, nebo-li mezí dlouhodobé pevnosti (jmenovitá mez únavy při střídavém napětí nesouměrném). Velikost meze dlouhodobé pevnosti závisí na středním napětí šroubu, na způsobu výroby a tvaru závitu, na přenosu zatížení ze šroubu do matice (matice tlaková nebo tahová) atd. Chceme-li tedy zvětšit mez dlouhodobé pevnosti šroubu, nestačí použít pouze materiál o větší pevnosti, ale musíme splnit ještě řadu výrobních a konstrukčních předpokladů, a to takových, abychom jimi dosáhli buď zmenšení špiček napětí, nebo oslabení jejich vlivu.

Proměnlivé zatížení přenesené předepjatým šroubovým spojem aniž dojde k přetržení šroubu vyvolá ve šroubu napětí (mez únavy spoje při střídavém napětí nesouměrném). Toto napětí je možno nazvat mezí dlouhodobé pevnosti spoje. Je-li spoj dostatečně předepjatý, je mez únavy spoje při střídavém napětí nesouměrném  $>$  jmenovitá mez únavy při střídavém napětí nesouměrném, protože šroub přenáší jenom část proměnlivého zatížení, které na spoj působí. Tuto část můžeme zjistit jenom tehdy, když

známe tuhost spojovaných částí i šroubu a velikost předpětí. Pokles předpětí za provozu, který je závislý na řadě činitelů, situaci mění a činí ji částečně nekontrolovatelnou. Pokles předpětí se nedá stanovit výpočtem, a proto musí být určován zkouškami.

### 6.8.1. Vliv tuhosti šroubů a sevřených částí

Zatížitelnost předepjatých šroubů není závislá pouze na šroubu, ale i na vlivech, které má na šroub spojovaná konstrukce. Při vyšetřování šroubového spoje je proto nutno posuzovat jej jako celek a není správné sledovat pouze osamocený šroub. Při podrobné analýze diagramu předpětí zjistíme, že velikost přírůstku  $\Delta F_1$  síly zatěžující šroub od provozní síly  $F$  je závislá na tuhosti šroubu a spojovaných částí za předpokladu správně voleného, dostatečně velkého předpětí. Přírůstek  $\Delta F_1$  síly na šroub je tím menší, čím menší je tuhost šroubu a čím větší je tuhost sevřených částí. Zmenší-li se tuhost šroubu, je při zachování velikosti síly na šroubu  $F_1$  a sevření částí  $F_2$  potřebné předpětí  $F_Q'$  o  $\Delta F_Q'$ , ale přírůstek  $\Delta F_1'$  síly na šroub je menší než  $\Delta F_1$ . Zvětší-li se tuhost sevřených částí, je při zachování velikosti síly na šroub  $F_1$  a sevření  $F_2$  potřebné předpětí  $F_Q'$  větší než  $F$  o  $\Delta F_Q'$ , ale přírůstek  $\Delta F_1'$  síly na šroub je menší. Naopak, zmenší-li se tuhost sevřených částí, je při zachování velikosti síly na šroub  $F_1$  a sevření  $F_2$  potřebné předpětí  $F_Q''$  menší než  $F_Q$  o  $\Delta F_Q''$ , ale přírůstek  $\Delta F_1''$  síly na šroub je větší než  $\Delta F_1$ . Je-li předpětí nedostatečné, dojde k uvolnění spoje a k podstatnému zvýšení přírůstku síly na šroub  $\Delta F_1$ .

### 6.8.2. Vliv velikosti předpětí

Je-li předpětí šroubu vzhledem k proměnlivé provozní síle  $F$  působící na spoj nedostatečné, dochází k uvolnění spoje. Svěrná síla  $F_2$ , která zabraňuje oddálení spojovaných součástí od sebe, se ztratí ( $F_2 = 0$ ) při výkmitech provozní síly  $+F$  k maximu a spojované součásti se od sebe oddálí. Tím dochází ke snížení meze dlouhodobé pevnosti.

Toto velké snížení meze dlouhodobé pevnosti při uvolnění šroubu, tedy střední napětí šroubu je rovno nule, je možno vysvětlit tím, že vůle v závitech, daná tolerancemi závitu, umožňuje osový pohyb šroubu v matici. Tím se změní proměnlivé zatížení v zatížení rázové, které má za následek přetržení šroubu při mnohem menším zatížení a tomu odpovídajícímu zmenšenému výkmitu amplitudy jmenovitého napětí  $\sigma_a$ .

Má-li tedy být při zatížení předepjatého spoje proměnlivou provozní silou  $F$  zachováno

určité minimální sevření  $F_2$  spojovaných částí, musí být spoj předpjat určitým nutným předpětím  $F_Q$ . Přitom musíme počítat se „sedáním“ spoje, tj. s přirozenou ztrátou předpětí. Maximální napětí ve šroubu by při největší síle  $F_1$  ve šroubu nemělo překročit mez kluzu, aby nedošlo k poklesu předpětí pod přípustnou mez vlivem trvalých prodloužení spojovacích šroubů.

Velikost přípustné amplitudy jmenovitého napětí  $\sigma_a$  ve šroubu není buď vůbec, nebo jenom poměrně málo ovlivněna velikostí předpětí. Je proto výhodné, se zřetelem k přirozenému „sedání“ spoje, volit předpětí co největší bez nebezpečí, že se podstatně zmenší přípustná amplituda jmenovitého napětí pro šroub  $\sigma_a$ .

### 6.8.3. Vliv materiálu šroubu

Pro volbu ocelí na šrouby zatížení proměnlivými silami je rozhodující mez kluzu a pro šrouby větších průměrů i prokalitelnost.

Dlouhodobá pevnost šroubů z měkkých uhlíkových ocelí ( $\sigma_a = \pm 3,5$  až  $7,5 \text{ MPa}$ ) nebo z ocelí slitinových ( $\sigma_a = \pm 4$  až  $9 \text{ MPa}$ ) se od sebe mnoho neliší, i když mez únavy hladkých zkušebních tyčí z ocelí slitinových je značně vyšší než zkušebních tyčí z ocelí uhlíkových. Větší vrubovou citlivostí slitinových ocelí se tato výoda u šroubů téměř úplně ztratí. A přece je použití slitinových pro vysoce dynamicky namáhané šrouby oprávněné pro jejich vyšší mez kluzu. Vysoko položená mez kluzu dovoluje použít velkého předpětí, které dává větší záruku, že při sedání spoje nedojde k nebezpečné ztrátě předpětí.

Pro šrouby o průměru větším než  $\sim 25 \text{ mm}$  se doporučuje použít slitinových ocelí. Při použití ocelí uhlíkových je nebezpečí, že se při zušlechtnění neprokalí a v jádru zůstanou měkké.

Šrouby z titanových slitin mají přibližně o 25% větší dlouhodobou pevnost než šrouby z ocelí slitinových o vysoké pevnosti a o 43% menší váhu. Za předpokladu stejné velikosti meze kluzu je přípustné předpětí titanového šroubu s nezeslabeným dříkem, a proto i pružné prodloužení o 25% větší než u ocelového šroubu se zvýšenou pružnou poddajností. Není tedy nutné zvyšovat pružnou poddajnost šroubů z titanových slitin zeslabováním dříku, ale je výhodné udělat širokou drážku se závitem, aby bylo možné přesahování matice.

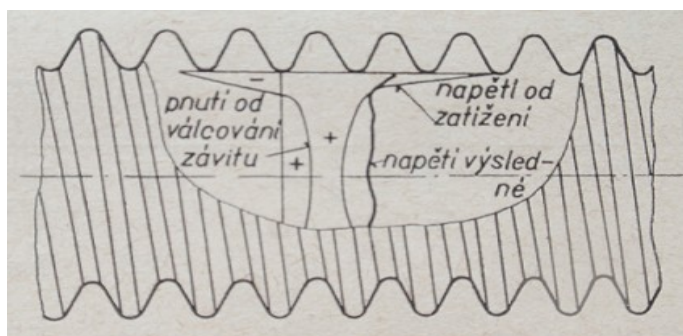
Bronzové šrouby jsou korozivzodrné. Na výrobu šroubů se používá vytvrditelný

nikl-křemíkový tvářený bronz.

Silicid niklu ( $\text{Ni}_2\text{Si}$ ) způsobuje, že se bronz dá dobře vytvrdit a má velikou pevnost při značně vysoké mezi kluzu. Šrouby zhotovené z tohoto bronzu mají podle toho, jak byl zhotoven závit, i velkou dlouhodobou pevnost. Největší dlouhodobou pevnost mají šrouby z bronzu ( $1\% \text{Ni}, 0,5\% \text{Si}$ ) tvářené za studena, s válcovaným závitem. Šrouby tvářené za studena z bronzu ( $3,5\% \text{Ni}, 1\% \text{Si}$ ), vytvrzené po tváření na stejnou hodnotu jako u šroubů s obsahem ( $1\% \text{Ni}, 0,5\% \text{Si}$ ), s řezaným závitem, mají dlouhodobou pevnost mnohem menší. Šrouby z hliníkových slitin mají dlouhodobou pevnost přibližně stejnou jako šrouby z uhlíkových ocelí, takže se dá, že by šrouby z uhlíkových ocelí mohly být nahrazeny šrouby z hliníkových slitin, a to s výhodou menší váhy. Tomu brání nízká mez kluzu a sklon k tečení hliníkových slitin za normální teploty. Proto se dá hliníkových slitin použít pouze na šrouby málo namáhané a tam, kde pro volbu průřezu šroubu není rozhodující napětí ve šroubu, např. u šroubů namáhaných střihem ve dřevě, v plastických hmotách apod. (v materiálech měkčích), v nichž je šroub dimenzován z namáhání spojovaného materiálu na otlačení v díře. Další nevýhodou je sklon hliníkových slitin ke korozi.

#### 6.8.4. Vliv způsobu výroby závitu

Podle zkušeností mají šrouby, jejichž závit byl zhotoven po tepelném zpracování válcováním, podstatně větší dlouhodobou pevnost než např. závity řezané. Příčina je v tom, že válcováním závitu dochází jednak k mechanickému zpevnění materiálu, jednak ke vzniku pnutí ve šroubu. Při válcování závitu jsou tvářené vrstvy materiálu plasticky deformovány, zatímco v hloubce průřezu vzniká jenom pružné prodloužení. Po ukončení válcování se snaží pružně natažené jádro šroubu smrštít, čemuž brání část přetvořená plasticky. Tím vznikne v jádru tahové pnutí a těsně pod závitem pnutí tlakové (viz obr. 16).



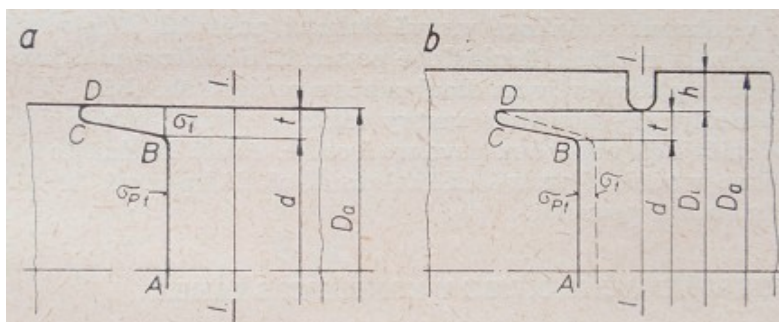
obr.16.Pnutí od válcování

To chrání povrch závitového žlábků před vznikem trhlinek, protože se zatížením šroubu narůstající špičky tahového napětí jsou nejprve vyrovnávány špičkami tlakového pnutí a teprve po jeho překonání mohou vzniknout trhlinky, ze kterých se šíří únavový lom. Tímto vyrovnáváním pnutí s napětím se podstatně zvětší dlouhodobá pevnost šroubu. Hladkost a přesnost poloměru zaoblení závitového žlábků je u válcovaného závitu rovněž větší než u řezaného, ale její vliv na dlouhodobou pevnost šroubu je malý. Mnohem větší vliv má mez kluzu. Proto se u šroubů z měkkých materiálů dosáhne válcováním závitu jenom poměrně malého zlepšení dlouhodobé pevnosti šroubu. Vysvětlujeme si to tím, že plastické přetvoření vznikající válcováním závitu proniká tak hluboko do jádra šroubu, že tlakové pnutí pod závitem, vyvolané elasticky přetvořenou částí, je nepatrné. Následuje-li tepelné zpracování teprve po válcování, ztrácí se výhody získané válcováním závitu a dlouhodobá pevnost takového šroubu je dokonce menší než šroubu se závitem řezaným, ačkoli by se měl projevit vliv větší přesnosti zaoblení a hladkosti závitového žlábků. Při dodatečném tepelném zlepšování se nezabrání povrchové oxidaci, kterou se oduhličí povrchové vrstvy a pod oxidovanou vrstvou vzniknou trhlinky. Tím se podstatně zmenší mez dlouhodobé pevnosti šroubu.

Šrouby s broušeným závitem mají poněkud menší dlouhodobou pevnost než šrouby se závitem řezaným, ačkoli broušené závity jsou mnohem přesnější a mají čistší povrch než závity řezané, u nichž se nedá zabránit vzniku trhlinek a šupinek v závitovém žlábků. Příčiny jsou dvě. Jednak vzniká pod tlakem nože při řezání závitu určité zpevnění materiálu, jednak při broušení závitu (hlavně za pužití velkých posuvů nebo při nedostatečném chlazení) dochází k místnímu přehřátí materiálu a tlakem nezahřátého materiálu, který brání roztažení, k plastické deformaci. Ta je po vychladnutí příčinou vzniku tahového pnutí pod závitem, které se sečítá s napětím od zatížení a zvyšuje špičku napětí. U závitů velkých průměrů (např. závity pístních tyčí apod.), které nelze dobře vyrábět válcováním, je možno dosáhnout podobného účinku jako u závitu válcovaného, tj. vyvolat tlakové pnutí v závitovém žlábků. Závit se předřízne a dokončí válcováním kladičkou, přičemž se dbá na to, aby největší plastické přetvoření vzniklo na dně závitového žlábků.

#### **6.8.5. Vliv úpravy povrchu závitu**

Vlivem válcování závitu nebo převálcování závitového žlábků vznikne pnutí pod závitem, a tím se zvětší dlouhodobá pevnost. Tak vyvolá i cementování a nitridování zvětšením objemu povrchových vrstev určité tlakové pnutí pod povrchem. Mnohem větší vliv na zvětšení dlouhodobé pevnosti má však vzrůst pevnosti materiálu v cementační nebo nitridační vrstvě. Vztah mezi tahovým napětím a větší pevností nitridační vrstvy je patrný z obr. 17, kde je pod a) zakresleno rozložení pevnosti a tahového napětí popříčezu hladké tyče (bez vrubu) a pod b) je totéž zakresleno pro tyč s vrubem na obvodu. Kde  $t$  je tloušťka nitridační vrstvy a  $\sigma_{pt}$  – pevnost materiálu,  $\sigma_t$  – napětí v tahu.



Obr. 17. Rozložení pevnosti a tahového napětí

U tyče bez vrubu vyjde únavový lom z bodu B, v němž překročí tahové napětí pevnost materiálu. U tyče s vrubem je rozložení pevnosti materiálu v průřezu pod vrubem stejné jako u tyče bez vrubu, ale rozložení tahového napětí se působením vrubu změní, vyrostе ve špičku napětí. V tomto případě vyjde únavový lom z bodu D na dně vrubového žlábků. Je tedy v prvním případě (pod a) pro dlouhodobou pevnost rozhodující pevnost jádra hladké tyče, ve druhém případě (pod b) pevnost nitridační vrstvy. Toto vysvětlení větší dlouhodobé pevnosti tyče s vrubem je potvrzeno tím, že vyšel lom ze dna vrubu.

Nevýhodou cementačních a nitridačních vrstev je jejich křehkost. Prakticky je nutno se omezit na velmi tenké nitridační vrstvy (max. 0,1 mm). Je-li nitridační vrstva větší tloušťky, je nebezpečí, že se oddrolí, nebo že v ní vzniknou trhlinky, z nichž se bude šířit únavový lom. Toto nebezpečí je zvláště velké u šroubů s velkým předpětím, takže šrouby nitridované mohou být značně horší než nenitridované.

Vliv kovových i nekovových úprav povrchu (používaných k ochraně šroubů proti korozi) na dlouhodobou pevnost šroubů nebyl dosud důkladně prozkoumán. Podle Barklieho a Daviese mohou při galvanickém pozinkování vzniknout v zinkové vrstvě tlaková pnutí až 2 MPa, což se projeví v mírném zvětšení dlouhodobé pevnosti. Fosfátování a kadmiování



má též jenom nepatrný vliv na dlouhodobou pevnost šroubů.

Elektrolyticky nanesené vrstvy niklu a zvláště chrómu zpravidla podstatně snižují dlouhodobou pevnost šroubů. Podle Barklieho a Daviese vznikne v niklové vrstvě tahové pnutí až 28 Mpa, které přivodí snížení dlouhodobé pevnosti.

#### **6.8.6. Vliv tolerancí a vad v závitech**

U šroubového spojení tahem vyvolaným opakovanými rázy se ukázalo, že kritická výška matice je menší než pro namáhání klidným tahem. Lze to vysvětlit tím, že závity na sebe vlivem větších trvalých deformací lépe dosednou, a tím se zlepší rozdělení zatížení na závity. Příznivý vliv většího stoupání se neprojevil.

Úchylka úhlu boku závitu, kterou se zešíkí profil, nemusí způsobit zmenšení dynamické únosnosti šroubového spoje, je-li strmější bok bokem nosným. Vytvoří se tím jakýsi druh pilovitého závitu. Menší úchyly úhlu boku závitu nesnižují zpravidla mez únavy. Má-li matice zhotovená z materiálu o menší pevnosti než je šroub menší úhel boku závitu, může se tím mez únavy dokonce zvýšit. Vždy působí škodlivě, je-li úhel boku závitu matice větší než úhel boku závitu šroubu.

Rozdíly ve stoupání závitu na šroubu a v matici se mohou projevit kladně, umožní-li při zatížení šroubového spojení lepší dosednutí závitů na sebe, a tím lepší rozložení zatížení na závity (odlehčení prvních závitů v tlačené matici). Dosáhne se toho např. tím, že se stoupání závitu šroubu udělá asi o 1% menší než stoupání matice. Je tedy nutno dbát na to, aby rozdíly ve stoupání závitů byly co nejmenší, ale aby závit nebyl bez boční vůle. Velký vliv na dynamickou únosnost závitu má velikost a čistota provedení závitového žlábků. V tomto směru je méně citlivý závit Whitworthův než metrický SI. Závit metrický ISO má stejné zaoblení závitového žlábků jako závit Whitworthův.

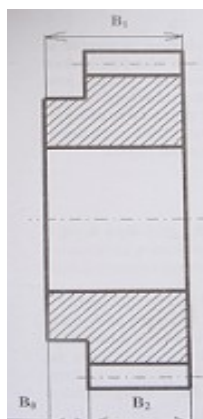
Zmenšení poloměru zaoblení se projeví nepříznivě, zvláště je-li spojeno s vadami, např. vytrháním materiálu v závitovém žlábků. Zvětšení poloměru zaoblení, i když má za následek zmenšení nosné výšky závitu, se neprojeví nepříznivě. Ukázalo se, že šroubové spojení snese mnohem větší zmenšení nosné výšky závitu bez vlivu na mez únavy, než bylo způsobeno zvětšením poloměru zaoblení závitového žlábků. Zmenšení výšky závitu matice je výhodnější než zmenšení výšky závitu šroubu, protože se tím mez únavy dokonce zvýší. Tvarový součinitel roste rychle se zmenšujícím se poloměrem zaoblení závitového

žlábků. Podobně jako zmenšení poloměru zaoblení má i nečisté obrobení (vytrhání materiálu) závitového žlábků velmi nepříznivý vliv na mez únavy.

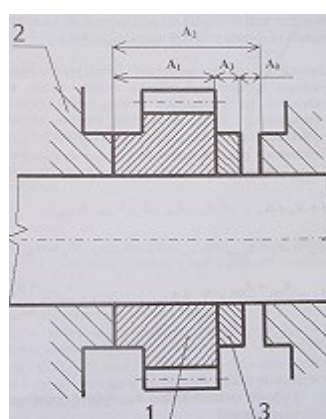
## 7. Metody montáže

Metodu montáže je třeba chápat jako metodu dosažení přesnosti výsledného (funkčního) rozměru montážní jednotky. Pro pochopení podstaty jednotlivých metod montáže je důležitá znalost pojmu rozměrový řetězec a jeho užití. Strojírenská technologie se zabývá povětšinou, jak již bylo řečeno, dvěma druhy výrobků a to součástmi a montážními jednotkami. Oba tyto druhy jsou charakterizovány především svým tvarem a velikostí, tj. konfigurací určitých rozměrů. Připustíme – li další abstrakci můžeme říci, že jejich výroba spočívá především v dosahování rozměrů (v příp. součástí odebráním a přemísťováním materiálu polotovaru a v příp. montážních jednotek skládáním součástí).

Zmíněná konfigurace rozměrů výrobku je formálně vyjádřena rozměrovými řetězci. Řetězec bývá definován funkčním vztahem (rovnicí řetězce)  $A_0 = f(A_i)$ , kde  $A_0$  je uzavírající člen (výsledný rozměr) a  $A_i$  jsou sestavné členy (dílní rozměry) řetězce  $A$ . Jeho grafickým zobrazením je uzavřená křivka. Na obr. 18. a 19. jsou příklady rozměrových řetězců  $B$  a  $A$  na součásti a montážní jednotce s příslušnými rovnicemi. Uzavírajícím členem může být obecně kterýkoliv člen řetězce, v konkrétním případě je určen v závislosti na funkci výrobku, ostatní jsou pak sestavné. Na obr. 18. je jako uzavírající člen vyznačena šířka  $B_0$  osazení ozubeného kola, která z hlediska funkce má malý význam a na výrobním výkresu jako nadbytečná nebude uvedena, protože v souladu s rovnicí řetězce  $B$  je určena sestavnými členy  $B_1$  a  $B_2$ . Prakticky to znamená, že  $B_0$  je



obr.18.



obr.19.

dosažena jako přirozený důsledek dosažení rozměrů  $B_1$  a  $B_2$ , které jako funkčně důležité jsou uvedeny na výkresu.

V příp. montážní jednotky na obr.19. je uzavírajícím členem rozměr vůle  $A_0$ , který z hlediska funkce je významný, přesto na sestavném výrobním výjresu nemusí být uveden, protože v souladu s rovnicí řetězce A je určen sestavnými členy  $A_1, A_2, A_3$ . Sestavné členy se na sestavném výkresu neuvádí, protože jsou určeny na výkresech součástí - detailních ( viz. např.  $A_1 = B_1$  ). Prakticky to znamená, že již byly dosaženy a do montážní jednotky vstupují prostřednictvím součástí jako určené a samotné skládání součástí je nemůže ovlivnit. Rozměr  $A_0$  pak opět vzniká jako přirozený důsledek skládání součástí na nichž se nachází rozměry  $A_1, A_2$  a  $A_3$ , sám se tak nachází fyzicky výhradně na montážní jednotce ( na rozdíl od sestavných členů ).

Z toho plyne, že funkčně podmíněný požadavek na přesnost uzavírajícího členu  $A_0$  musí být přiměřeně uplatněn na členy sestavné  $A_1, A_2$  a  $A_3$ . Náročnost takového požadavku se pak projeví na výši výrobních nákladů na součásti, na nichž tyto členy nacházejí, ale i na výši nákladů na montáž příslušné montážní jednotky.

Doposud byly rozměry zmiňovány obecně, protože byla zmíněna jejich přesnost, je namístě si uvědomit, že rozměr je náhodná spojitá veličina, která může nabývat různých hodnot v závislosti na podmínkách svého vzniku ( výroby ), které absolutně vzato, jsou neopakovatelné. T. zn., že je třeba většinou chápat rozměr A jako množinu hodnot vyplňujících interval  $\langle A_{\min}, A_{\max} \rangle$ , jehož velikost  $|A_{\max} - A_{\min}|$  nazýváme přesností rozměru A. Požadovanou přesnost nazýváme tolerancí  $\delta_A$  rozměru A. Tato skutečnost bývá zohledněna různou formou zápisu rozměru. Všechny formy zápisu vychází z následujících vzorců:

$$A = N_A + \Delta_A \quad , \quad A \langle A_{\min}, A_{\max} \rangle \quad , \quad \Delta_A \langle \Delta_{A_{\min}}, \Delta_{A_{\max}} \rangle \quad (55)$$

$$A_{\max} = N_A + \Delta_{A_{\max}} \quad , \quad A_{\min} = N_A + \Delta_{A_{\min}} \quad , \quad \delta_A = A_{\max} - A_{\min} = \Delta_{A_{\max}} - \Delta_{A_{\min}} \quad , \quad \delta_A > 0 \quad (56)$$

$$A_{stř.} = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2} = N_A + \Delta_{A_{stř.}} \quad , \quad \Delta_{A_{stř.}} = \frac{\Delta_{A_{\max}} + \Delta_{A_{\min}}}{2} \quad (57)$$

$$\Delta_{A_{\max}} = \Delta_{A_{stř.}} + \frac{\delta_A}{2} \quad , \quad \Delta_{A_{\min}} = \Delta_{A_{stř.}} - \frac{\delta_A}{2} \quad (58)$$

Rozměr A lze pak zapsat např.:

-uvedením mezních hodnot  $A_{\min} = \text{DMR}$  ( dolní mezní rozměr ),  $A_{\max} = \text{HMR}$  ( horní mezní

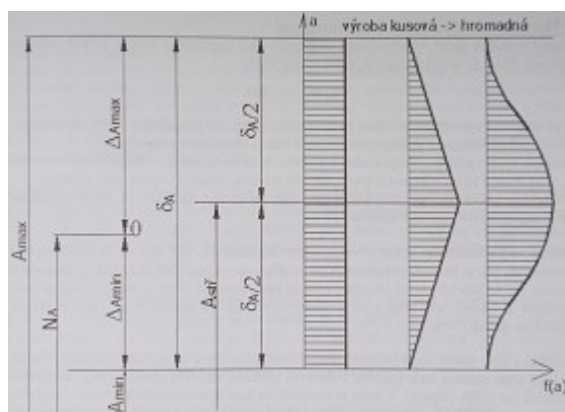
rozměr )

-uvedením jmenovité hodnoty  $N_A = JR$  ( jmenovitý rozměr ) a k ní vztažených mezních úchylek  $\Delta_{Amin} = DMU$  ( dolní mezní úchylka ),  $\Delta_{Amax} = HMU$  ( horní mezní úchylka )

-uvedením mezní hodnoty  $A_{max}$ , resp.  $A_{min}$  a k ní vztažené mezní úchylky v absolutní hodnotě rovné toleranci, tj.  $-\delta_A$ , resp.  $+\delta_A$

-uvedením střední hodnoty  $A_{stř. A}$  k ní vztažených symetrických mezních úchylek v absolutní hodnotě rovných polovině tolerance, tj.  $\pm \delta_A / 2$ .

Skutečné hodnoty ( a ) rozměru A mohou mít v mezích tolerance různé rozdělení hustoty pravděpodobnosti  $f(a)$ , které závisí na podmínkách výroby ( dosažení A ), z nichž se výrazněji uplatňuje její sériovost ( viz. obr.20 ).



obr.20. Skutečné hodnoty ( a ) rozměru A v závislosti na podmínkách výroby

V praxi jsou tyto podmínky většinou takové, že rozměry součástí mají rozdělení blízké normálnímu a následně i výsledné rozměry montážních jednotek a to i v příp., že rozdělení dílčích rozměrů ( na součástech ) normální není.

Uvedené skutečnosti je nezbytné uplatnit při řešení rozměrového řetězce, kterým se rozumí řešení jeho rovnice a to vzhledem k  $A_i$  pro zadané  $A_0$  ( přímá úloha, projekční výpočet ) nebo vzhledem k  $A_0$  pro zadané  $A_i$  ( zpětná úloha, kontrolní výpočet ). Přitom rovnice řetězce A platí jak uvedeno pro skutečné rozměry A tak i složky  $N_A, \Delta_A, \delta_A$ . Protože, všechny dále uvedené symboly a vztahy ve kterých figurují se vztahují vždy jen k jedinému řetězci  $A_i$ , je v indexech u těchto symbolů písmeno A pro jednoduchost vypuštěno.

Je zřejmé, že řešení přímé úlohy, je možné jen za určitých omezujících předpokladů ( naoř. předpokládáme, že  $\delta_i = \delta_{istř.}$  ), které nebývají v praxi vždy splněny. Proto se většinou hodnoty  $\delta_i$  odhadují a jejich správnost se ověřuje kontrolním výpočtem  $\delta_0$  z rovnice řetězce

po dosažení takto odhadnutých  $\delta_i$ . V příp., že takto vypočtená hodnota  $\delta_0$  neodpovídá zadané, odhad se koriguje a opět kontroluje a to až do dosažení uspokojivého výsledku ( rozdělení  $\delta_0$  na  $\delta_i$  ). Tento postup nazýváme metoda Pokusu – omylu.

Podle tvaru rovnice  $\delta_0 = f(\delta_i)$ , které musí odhad vyhovovat rozlišujeme dvě metody výpočtu řetězce a to metodu Maxima – minima a Pravděpodobnostní. Prvá vede k tolerancím sestavných členů, které umožňují montáž metodou Úplné vyměnitelnosti a druhá vede k tolerancím dovolujícím pouze montáž metodou Částečné vyměnitelnosti.

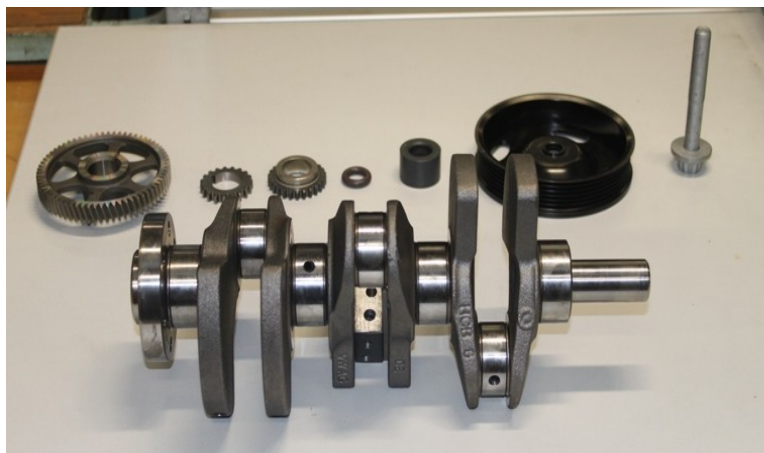
## 8. Příprava metody zkoušek

Od firmy Škoda auto a.s. jsem dostal na odzkoušení jeden montážní celek klikového hřídele včetně jeho komponentů a také 30 nových nepoužitých šroubů. Mezi komponenty klikového hřídele patří ozubené kolo, dvě řetězová kola, kroužek, pouzdro, řemenice a šroub.

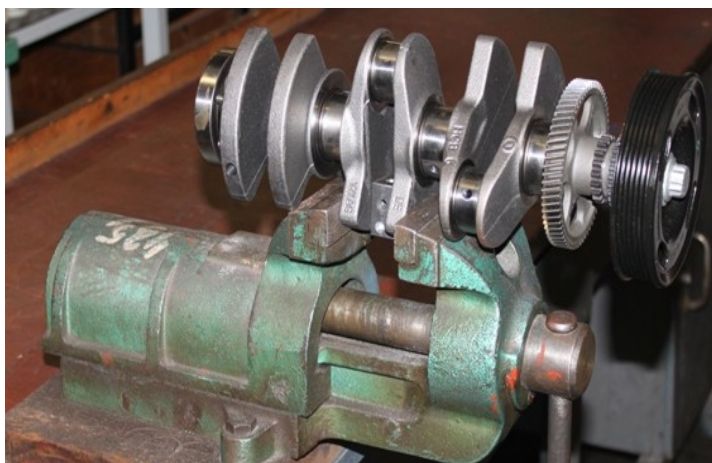
Při upínání montážního celku klikového hřídele v laboratořích KOM TUL byl použit ruční svěrák. Mezi ramena kde byl upnut montážní celek do svěráku byl vložen kovový hranolek, aby při utažení svěráku nedošlo k ulomení nebo ohnutí ramen. A tím mohlo dojít k pevnému stažení, aby nedocházelo při utahování dynamometrickým klíčem k pohybu montážního celku klikového hřídele. Pro odstranění oleje v závitu čepu klikového hřídele byl použit technický líh od výrobce Severochema Liberec.

Pro vytvoření nerovnoběžnosti byl použit měděný plíšek o rozměrech 0,4 x 3 x 5 mm.

Pro ruční utahování šroubového spojení na montážním celku byl zapůjčen od firmy Škoda Auto a.s. dynamometrický klíč Pro Wrench 2.



obr.21. Součásti montážního celku klikového hřídele



obr.22.Upínání montážního celku klikového hřídele



obr.23.Ruční zatažení pomocí dynamometrického klíče Pro Wrench 2

## 9. Analýzy šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele

- 1 ) Nejdříve zkusíme ověřit skutečnosti z kontrolního nálezu č.640 GQH 14-17.09.2009 ze Škoda auto a.s.,že na všech šroubech kde bylo volné šroubové spojení na montážním celku klikového hřídele pracovalo jen 3-4 krajní závity.Byly udělány zkoušky s několika šrouby,které byly zašroubovány na montážním celku a buď tyto informace budou potvrzeny nebo vyvráceny.
- 2) Také byl proveden teoretický rozbor možného uvolnění šroubového spojení pomocí rozměrového řetězce z pohledu konstrukční dokumentace.Dva možné případy,které by mohli nastat a tím by mohlo být způsobeno uvolnění šroubového spojení:

a) Při určitých předpokladech by mohla nastat situace, že nedojde k zašroubování ani jednoho závitu šroubu do závitu čepu klikového hřídele. Nebo může nastat situace, že dojde k zašroubování malého počtu závitů a tím nebude zajištěna potřebná únosnost. Docházelo by k uvolnění šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele.

b) Při dalším předpokladu by mohla nastat taková situace, že délka konce závitu v čepu klikového hřídele by byla menší než délka zašroubovaného šroubu. Tím by konec šroubu dosedl na konec závitu a dále by nemohlo dojít k utahování. Kdyby se zjistila tato skutečnost tak by šroub nemohl být zašroubován a tím by docházelo k uvolnění šroubového spojení.

3) Dále byla provedena zkouška kde se pokusím zjistit vliv počtu pracovních závitů na uvolnění šroubového spojení montážního celku klikového hřídele. K tomu bylo osoustruženo několik šroubů se třemi, šesti a dvanácti závity. A pak budou postupně zašroubovány na požadované hodnoty utahovacího momentu.

4) Další zkouškou budu zjišťovat existenci vlivu oleje na možnou příčinu uvolnění šroubového spojení. Bude vyzkoušeno jaký vliv na uvolnění má olej, když bude šroub zašroubován do závitu bez oleje, s malou vrstvou a s velkou vrstvou oleje.

5) Poté budu zjišťovat vliv nerovnoběžnosti na možné uvolnění šroubového spojení. Aby byla vytvořena nerovnoběžnost bude mezi pouzdro a řemenici vložen měděný proužek o rozměrech tloušťky 0,4 a další rozměry 3x5 mm. Pak budou zašroubovány postupně tři šrouby na montážním celku klikového hřídele.

6) Předposlední zkouškou bude vyzkoušeno jestli nedošlo při montáži k náhodnému použití dvou gumových kroužku v pouzdře místo jednoho kroužku.

7) Poslední zkouškou bude náhodné použití poškozeného šroubu nebo poškozeného závitu v čepu klikového hřídele a to bude porovnáno se šrouby z reklamovaného



klikového hřídele resp. bude porovnáno otlačení šroubů na uvolněném šroubovém s spojení z Kontrolního nálezu č.640 GQH 14-17.09.2009.

### **9.1. Analýza «Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009»**

V «Kontrolním nálezu č. 640 GQH 14-17.09.2009» byly poskytnuty fotky šroubů z reklamovaného montážního celku klikového hřídele, který měl potíže při dotažení šroubového spojení. Z fotek vyplývá, že na šroubu z reklamovaného montážního celku pracovali jen 3-4 krajní závity. Je nutno podotknout, že podle kvality fotek není úplně možné zjistit druh otlaku – je to výrazný otlak nebo je to nevýrazný otlak. Podle fotek můžeme předpokládat, že první šroub má ve skutečnosti výrazný otlak na krajních závitech. Autoři «Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009» udělali simulace na několika šroubech a udělali dva závěry:

- 1) Otisky po zatížení na závitech šroubů z reklamovaného montážního celku neodpovídají otiskům na závitech šroubů, kde proběhl proces dotažení dle technologického postupu 90Nm + 90.
- 2) Stopy po dotažení na šroubech z reklamovaného montážního celku odpovídají momentu do 20Nm.

V laboratoři KOM TUL byly udělány samostatné zkoušky s cílem podpořit nebo vyvrátit závěry, které byly udělány autory «Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009».

- 1) První závěr byl úplně podporován.

V laboratoři KOM TUL bylo zjištěno, že po prvním ručním zatažení na 90Nm + 90 na všech šroubech pracovalo krajních 12 závitů. To znamená, že otisky po zatížení na 3-4 závitech šroubů z reklamovaného montážního celku neodpovídají otiskům na 12 závitech šroubů, kde proběhl proces dotažení dle technologického postupu 90Nm + 90. Tento fakt podporuje první závěr udělaný autory «Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009».

- 2) Druhý závěr byl částečně podporován.

V laboratoři KOM TUL byla udělaná analýza otisků na závitech šroubů po zatížení na 13Nm. Byly použity 3 šrouby, které měly stejnou délku, a jeden klikový hřídel ve kterém předtím nebyl zašroubován žádný šroub. Výsledky jsou prezentovány na obr.24-26.

Ze zkoušek vyplývá, že po ručním zatažení šroubu na 13Nm se tvoří na závitech

nevýrazný otlak. Ve skutečnosti to jsou stopy oleje na povrchu šroubu. (Každý klikový hřídel má olej v šroubovém otvoru.)



obr.24.Otisk na závitech prvního šroubu po ručním zatažení na 13Nm.



obr.25.Otisk na závitech druhého šroubu po ručním zatažení na 13Nm.



obr.26.Otisk na závitech třetího šroubu po ručním zatažení na 13Nm.

Ze zkoušek vyplývá, že po ručním zatažení šroubu na 13Nm se tvoří na závitech

nevýrazný otlak. V skutečnosti to jsou stopy oleje na povrchu šroubu. (Každý klikový hřídel má olej v šroubovém otvoru.)

U prvního šroubu po ručním zatažení na 13Nm byly stopy oleje nalezeny na 12 závitech. U druhého šroubu po ručním zatažení na 13Nm byly stopy oleje nalezeny také na 12 závitech. Jenom u třetího šroubu po ručním zatažení na 13Nm byly stopy oleje nalezeny na 5 závitech. Tento fakt znamená, že počet závitů s otlakem (= se stopy oleje) se zmenšuje při zvyšování počtu různých šroubů zatažených na stejném klikovém hřídeli. Na straně 8. bylo řečeno o šroubu po ručním zatažení na 13Nm, který má stopy oleje jenom na 3 závitech. Můžeme říct, že tento šroub byl minimálně každým třetím šroubem zataženým na stejném klikovém hřídeli. Nelze udělat závěr, že příčinou uvolnění šroubového spojení klikového hřídele v reklamovaném montážním celku bylo nedotažení prvního šroubu na 90 Nm + 90 na montážní lince. Příčinou uvolnění šroubového spojení klikového hřídele v reklamovaném montážním celku mohlo být nedotažení šroubu na 90 Nm + 90 na montážní lince, ale to může být minimálně každý třetí šroub zatažený na stejném klikovém hřídeli.

Je nutno podotknout, že podle po dotažení na 90 Nm + 90 má šroub **výrazný** otlak na závitech což je možné vidět na Kontrolním nálezu č.640 GQH 14-17.09.2009. Po dotažení na 13 Nm má šroub **nevýrazný** otlak na závitech. Tento fakt zmenšuje pravděpodobnost toho, že skutečnou příčinou uvolnění šroubového spojení klikového hřídele v reklamovaném montážním celku mohlo být nedotažení šroubu na 90 Nm + 90 na montážní lince.

## 9.2. Analýza rozměrového řetězce

Analýza rozměrového řetězce šroubového spojení byla udělána s cílem zjistit minimální možný počet zašroubovaných závitů a porovnávat minimální počet závitů s počtem pracovních závitů v reklamovaném montážním celku klikového hřídele. A také jestli délka konce závitu v čepu klikového hřídele není krátká po zašroubování šroubu.

1) V prvním případě, abychom zjistili minimální možný počet zašroubovaných závitů ( viz rozměrový řetězec nahoře ) musíme stanovit určité předpoklady:

- a) největší velikost komponentů
- b) nejmenší délka šroubu bez podložky

c) největší délka díry v klikovém hřídeli ( bez závitu )

Jednotlivé komponenty mají tyto rozměry a tolerance:

Ozubené kolo:  $25,4 \pm 0,05$  mm

Řetězové kolo 1:  $7,2 \pm 0,1$  mm

Řetězové kolo 2:  $13,5 \pm 0,75$  mm

Pouzdro:  $22,4 \pm 0,1$  mm

Stěna řemenice:  $3,5 \pm 0,1$  mm

a) Největší délka komponentů:

$$L_{\text{komp.}} = ( 25,4^{+0,05} ) + ( 7,2^{+0,1} ) + ( 13,5^{+0,75} ) + ( 22,4^{+0,1} ) + ( 3,5^{+0,1} ) = ( 72^{+1,1} ) \text{ mm}$$

b) Dále vypočítám nejmenší délku šroubu bez podložky:

Podložka:  $4 \pm 0,11$  mm

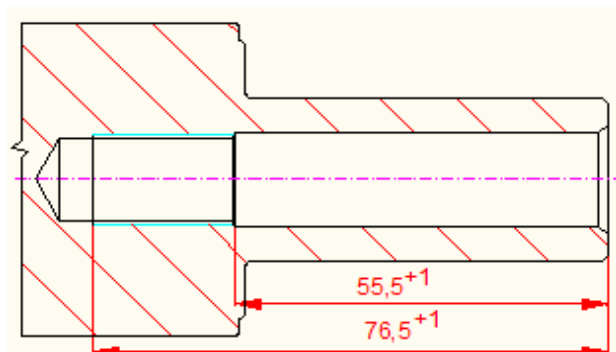
Délka šroubu:  $96 \pm 0,7$  mm

$$L_{\text{šmin}} = ( 96_{-0,7} ) - ( 4^{+0,11} ) = ( 92_{-0,81} ) \text{ mm}$$

c) Největší délka díry v klikovém hřídeli:

Tento rozměr byl odečten z obrázku čepu klikového hřídele viz.obr. 27.

$$L_{\text{díry}} = ( 55,5^{+1} ) \text{ mm} \quad \text{a} \quad \text{délka čepu } L_{\text{č}} = 54 \pm 0,3 \text{ mm}$$

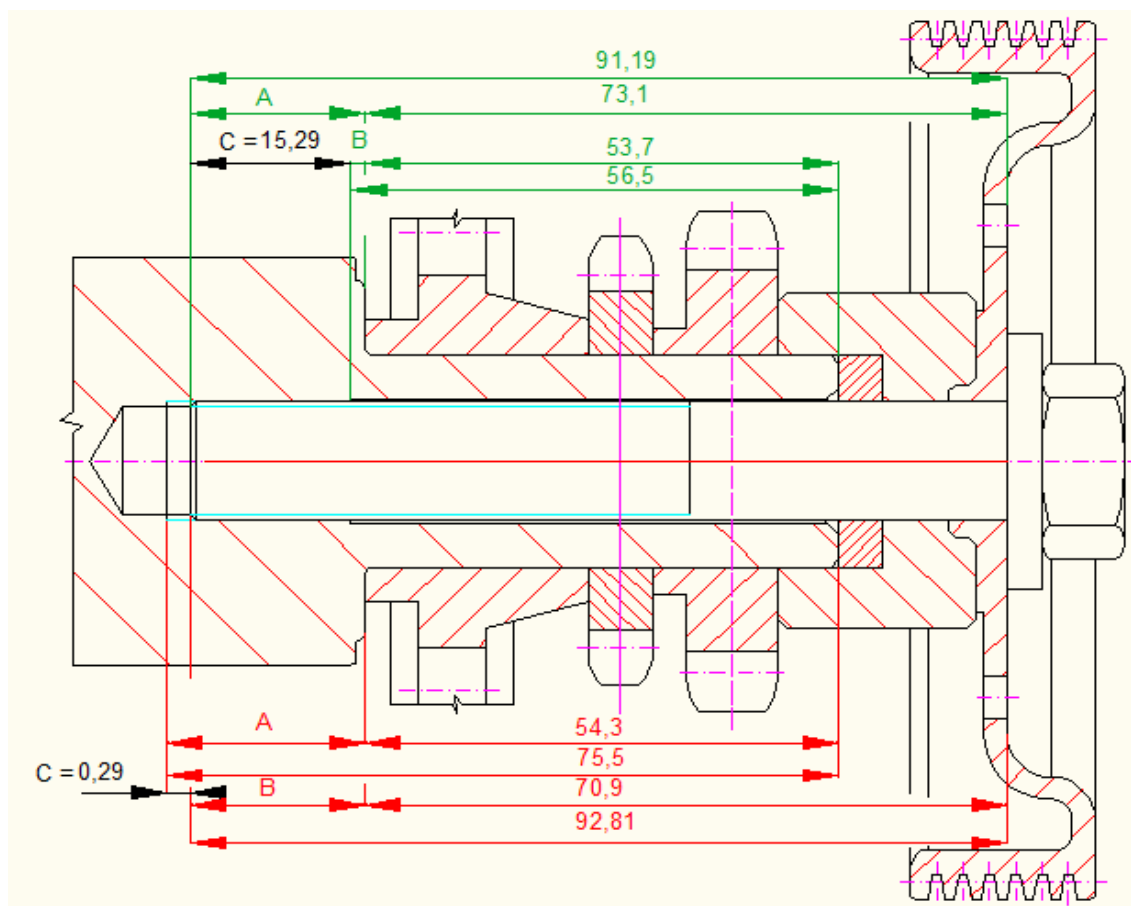


obr.27.Řez čepu klikového hřídele

Z rozměrového řetězce na obr.28. budou vypočteny uzavírající rozměry A,B a následně uzavírající rozměr C.Tím bude zjištěn nejmenší možný počet zašroubovaných závitů.

$$A = L_{\text{šmin}} - L_{\text{komp}} = ( 92_{-0,81} ) - ( 72^{+1,1} ) = ( 20_{-1,91} ) \text{ mm}$$

$$B = L_{\text{díry}} - L_{\text{č}} = ( 55,5^{+1} ) - ( 54_{-0,3} ) = ( 1,5^{+1,3} ) \text{ mm}$$



obr.28.Schéma rozměrových řetězců

$$C = A - B = (20_{-1,91}) - (1,5_{+1,3}) = (18,5_{-3,21}) \quad \text{mm}$$

Jelikož stoupání šroubu je 1,5 mm. Tak bude vypočítán minimální možný počet zašroubovaných závitů.

$$\text{Min.počet závitů} = \frac{15,29}{1,5} = 10,193 \text{ mm} \Rightarrow \text{cca 10 závitů}$$

Rozměrový řetězec při předpokladech největší délky komponentů, nejmenšího šroubu a největší díry v klikovém hřídeli. Podle vypočteného rozměrového řetězce je minimální délka zašroubovaného šroubu v závitě klikového hřídele 15,29 mm což odpovídá při stoupání závitu 1,5 mm asi 10 závitům šroubu. Neexistuje zde pravděpodobnost, že by šroub nebyl zašroubován v závitě klikového hřídele a proto nezpůsobuje uvolnění šroubového spojení. Nebylo zde potvrzeno jako z Kontrolního nálezu č.640 GQH 14-17.09.2009, že by pracovali jen 3 – 4 pracovní závity.

Pokud by při výrobě byla zvětšena délka díry v hřídeli, která by byla místo 55,5 +1 větší jak 61,5 a více mm. Za tohoto předpokladu by pracovalo méně jak šest závitů a docházelo

by k uvolnění šroubového spojení ( viz.zkouška počtu závitů ).

2) Zkusím zjistit jestli délka vyříznutého závitu v čepu klikového hřídele není kratší než délka šroubu po zašroubování ( viz.rozměrový řetězec na obr.28 dole ).

a) nejmenší velikost komponentů

b) největší délka šroubu bez podložky

c) nejmenší délka konce závitu v klikovém hřídeli

a) Nejmenší délka komponentů:

$$L_{\text{komp.}} = ( 25,4_{-0,05} ) + ( 7,2_{-0,1} ) + ( 13,5_{-0,75} ) + ( 22,4_{-0,1} ) + ( 3,5_{-0,1} ) = ( 72_{-1,1} ) \text{ mm}$$

b) Největší délka šroubu bez podložky:

$$\text{Podložka:} \quad 4 \pm 0,11 \quad \text{mm}$$

$$\text{Délka šroubu:} \quad 96 \pm 0,7 \quad \text{mm}$$

$$L_{\text{šmax}} = ( 96_{+0,7} ) - ( 4_{-0,11} ) = ( 92_{+0,81} ) \text{ mm}$$

c) Nejmenší délka závitu v klikovém hřídeli:

Tento rozměr jsem odečetl z obr.27 řezu čepu klikového hřídele.

$$L_{\text{závit}} = ( 76,5_{+1} ) \quad \text{mm} \quad \text{a} \quad \text{délka čepu } L_{\text{č}} = 54 \pm 0,3 \text{ mm}$$

Z rozměrového řetězce na obr.28 dole budou vypočteny uzavírající rozměry A,B a výsledný rozměr C.

$$A = L_{\text{šmax}} - L_{\text{komp}} = ( 92_{+0,81} ) - ( 72_{-1,1} ) = ( 20_{+1,91} ) \quad \text{mm}$$

$$B = L_{\text{závit}} - L_{\text{č}} = ( 76,5 ) - ( 54_{+0,3} ) = ( 22,5_{-0,3} ) \quad \text{mm}$$

$$C = A - B = ( 22,5_{-0,3} ) - ( 20_{+1,91} ) = ( 2,5_{-2,21} ) \quad \text{mm}$$

Podle rozměrového řetězce na obr.26 dole bude při předpokladech nejmenší velikosti komponentů,nejdelšího šroubu a nejmenší délky závitu v čepu klikového hřídele vůle mezi maximální délkou šroubu po zašroubování a minimální délkou konce závitu 0,29 mm ve šroubovém spojení.

Tento předpoklad není důkazem toho,že závit v hřídeli je krátký a tím by nedošlo k utažení šroubového spojení.Takže tato možnost není příčinou uvolnění šroubového

spojení.

Kdyby nastala situace při výrobě, že by se udělal krátký závit v čepu klikového hřídele tak by nemohlo dojít k utažení šroubového spojení a tím by došlo k uvolnění šroubového spojení.

### 9.3. Analýza vlivu počtu pracovních závitů

Byly udělány zkoušky na šroubech, které budou mít 3, 6 a 12 pracovních závitů. Zbytečné pracovní závity byly osoustruženy. Na obr. 29 jsou šrouby se třemi, šesti a dvanácti pracovními závity.



obr. 29. Šrouby se třemi, šesti a dvanácti pracovními závity

Připravené šrouby budou postupně zašroubovány na určitou velikost utahovacího momentu a tím bude zjištěn vliv počtu pracovních závitů na uvolnění šroubového spojení.

Měření utahovacího momentu s danými počty pracovními závity:

1. 12 pracovních závitů – moment síly 155, 183, 198, 209 Nm.
2. 12 pracovních závitů – moment síly 165, 188, 195, 212 Nm.
3. 12 pracovních závitů – moment síly 159, 173, 192, 214 Nm.
4. 6 pracovních závitů – moment síly 155, 166, 174, 185, 197, 208 Nm.
5. 6 pracovních závitů – moment síly 155, 166, **172, 172, 172** Nm.
6. 6 pracovních závitů – moment síly 158, 170, **183, 183, 183** Nm.



7. 3 pracovní závity – moment síly 157, 171, 192, 221 Nm.  
8. 3 pracovní závity – moment síly 158, 169, 193, 205 Nm.  
9. 3 pracovní závity – moment síly 153, 163, **168, 168, 168 , 168 , 168** Nm



obr.30.Poškozený šroub se třemi pracovními závity

Ze zkoušek vyplývá, že nemůžeme 50 % šroubů dotáhnout na moment 190Nm ,které měli 6 pracovních závitů a 3 pracovní závity. Tento fakt znamená následující. Kdyby při šroubovém spojení ve skutečnosti pracovalo jen 3-6 závitů – existovala by dost velká pravděpodobnost uvolňování šroubového spojení v montážním celku klikové hřídele. V praxi může dojít ke stejné situaci. Tato situace předpokládá, že klikový hřídel ve reklamovaném motoru by mohl mít tuto chybu: délka otvoru v hřídele byla náhodou zvětšena. Například místo délky 55,5+1mm byla udělána délka větší jak 61,5 a více mm .

V tomto případě by ve šroubovém spojení ve skutečnosti pracovalo méně jak 6 závitů a existovala by dost velká pravděpodobnost uvolnění šroubového spojení v montážním celku klikového hřídele. Tato situace úplně odpovídá «Kontrolní nález č. 640 GQH 14-17.09.2009».

Zde je důležitá kontrola na otlacení závitů.Určitý počet závitů by měl splňovat podmínku na otlacení.Zaleží na materiálu šroubu kde se určí  $p_{dov}$  a to musí být větší než tlak vypočtený.Jestliže by tato podmínka nebyla splněna tak by došlo k poškození závitů stejně jako na obr.30.

#### **9.4. Analýza vlivu existence oleje**

Každý klikový hřídel má olej v šroubovém otvoru. Ten to fakt je výsledkem toho, že olej je používán při obrábění klikového hřídele. Například při broušení ložisek je olej používán jako procesní kapalina. Abychom zjistili vliv oleje na uvolňování šroubového spojení v laboratoři KOM TUL byly udělány speciální zkoušky.Cílem zkoušek bylo

zjištění vlivu oleje na rozdíly mezi utahovacím momentem a povolovacím momentem.

Zkoušky byly udělány bez přítomnosti oleje (pro odstranění oleje ze závitů klikového hřídele byl použit technický líh), při malé vrstvě oleje a při velké vrstvě oleje v závitě klikového hřídele.

Výsledky měření:

1. Absence oleje, utahovací moment 192 Nm - povolovací moment 143 Nm = 49 Nm.
  2. Absence oleje, utahovací moment 189 Nm - povolovací moment 135 Nm = 54 Nm.
  3. Absence oleje, utahovací moment 191 Nm - povolovací moment 142 Nm = 49 Nm.
  4. Absence oleje, utahovací moment 191 Nm - povolovací moment 141 Nm = 50 Nm.
- 

Průměrná hodnota = 50,5 Nm.

5. Malá vrstva oleje, utahovací moment 196 Nm - povolovací moment 142 Nm = 54 Nm.
  6. Malá vrstva oleje, utahovací moment 193 Nm - povolovací moment 141 Nm = 52 Nm.
  7. Malá vrstva oleje, utahovací moment 191 Nm - povolovací moment 139 Nm = 52 Nm.
- 

Průměrná hodnota = 52,6 Nm.

8. Velká vrstva oleje, utahovací moment 191 Nm - povolovací moment 150 Nm = 41 Nm.
  9. Velká vrstva oleje, utahovací moment 193 Nm - povolovací moment 154 Nm = 39 Nm.
  10. Velká vrstva oleje, utahovací moment 189 Nm - povolovací moment 143 Nm = 46 Nm.
- 

Průměrná hodnota = 42 Nm.

Ze zkoušek vyplývá, že malá vrstva oleje v závitě klikového hřídele zanedbatelně zvětšuje rozdíl mezi utahovacím a povolovacím momentem. Velká vrstva oleje v závitě klikového hřídele zmenšuje rozdíl mezi utahovacím a povolujícím momentem o 17%. Je zde vidět, že při žádné a malé vrstvě oleje má povolovací moment více méně stejnou hodnotu. Při velké vrstvě oleje byla potřeba většího povolovacího momentu než v předchozích dvou případech.

## 9.5. Analýza nerovnoběžnosti

V laboratoři KOM TUL byly udělány zkoušky ke zjištění vlivu nerovnoběžnosti součástí šroubového spojení na uvolňování šroubového spojení klikového hřídele. Pro

vytvoření nerovnoběžnosti mezi pouzdem a řemenicí byl vložen proužek z mědi, který měl tloušťku před zkouškou 0,4 mm a ostatní rozměry 3x5mm. Po zkoušce byla tloušťka zmenšena na 0,3 mm.

Výsledky měření:

1. Absence oleje, utahovací moment 193 Nm - povolovací moment 145 Nm = 48 Nm.
  2. Absence oleje, utahovací moment 192 Nm - povolovací moment 140 Nm = 52 Nm.
  3. Absence oleje, utahovací moment 195 Nm - povolovací moment 141 Nm = 54 Nm.
- 

Průměrná hodnota = 51,3 Nm.

Ze zkoušek vyplývá, že existence nerovnoběžnosti součástí šroubového spojení klikového hřídele neovlivňuje zanedbatelný rozdíl mezi utahovacím momentem a povolovacím momentem při šroubování.

Tím způsobem nezhoršuje podmínky rozšroubování a nemůže být příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele v reklamovaném montážním celku.

## **9.6. Analýza při náhodném používání dvou kroužků při montáži**

Při zjištění souboru možných příčin náhodného uvolňování šroubového spojení klikového hřídele u výrobku firmy ŠKODA-Auto, a.s. byl udělán předpoklad, že náhodné používání dvou kroužků v montážním celku klikového hřídele může zhoršit podmínky rozšroubování a tento způsob může vést k samotné příčině uvolnění šroubového spojení klikového hřídele. S cílem podpořit nebo vyvrátit tento předpoklad byly udělány speciální zkoušky v laboratoři KOM.

Výsledky měření:

1. Absence oleje, utahovací moment 188 Nm - povolovací moment 130 Nm = 58 Nm.
  2. Absence oleje, utahovací moment 224 Nm - povolovací moment 163 Nm = 61 Nm.
  3. Absence oleje, utahovací moment 195 Nm - povolovací moment 132 Nm = 63 Nm.
- 

Průměrná hodnota = 60,7Nm.

Ze zkoušek vyplývá, že náhodné používání dvou kroužků v montážním celku klikového hřídele se zvětšuje rozdíl na 20% mezi utahovacím momentem a povolovacím momentem,

tímto způsobem dochází k rozšroubování. Tento fakt má fyzický smysl - protitlak od zhuštěných gumových kroužků zmenšuje povolující moment. Používání dvou kroužků v montážním celku klikového hřídele není příčinou toho, že na všech šroubech z reklamovaného montážního celku pracovali jen 3-4 krajní závity. Poslední fakt svědčí o tom, že náhodné používání dvou kroužků může být samostatnou příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele.

### **9.7. Analýza při náhodném používání poškozeného šroubu a závitu v hřídeli**

V laboratoři KOM TUL byly udělány zkoušky s cílem zjistit vliv poškození šroubového spojení na jeho uvolňování a ověření otisku z Kontrolního nálezu č.640 GQH 14-17.09.2009. Výsledky jsou prezentovány na obr.31-32.

Při zašroubování uměle poškozeného šroubu do nepoškozeného závitu v hřídeli, bylo zjištěno (obr.31), že otisky po zatížení na závitech šroubů z reklamovaného montážního celku neodpovídají otiskům na závitech poškozených šroubů, které byly zašroubovány do nepoškozeného závitu v hřídeli.



obr.31.Uměle poškozené šrouby po zašroubování poškozeného závitu v hřídeli.



obr.32.Nepoškozený šroub po zašroubování do poškozeného závitu v hřídeli

Při zašroubování nepoškozeného šroubu do poškozeného závitu bylo zjištěno (obr.32), že otisky po zatížení na závitech šroubů z reklamovaného montážního celku neodpovídají otiskům na závitech nepoškozených šroubů, které byly zašroubovány do poškozeného závitu v hřídeli.

Otisky po zatížení na závitech šroubů z reklamovaného montážního celku neodpovídají otiskům na závitech poškozených šroubů, které byly zašroubovány do nepoškozeného závitu v hřídeli a také neodpovídají otiskům na závitech nepoškozených šroubů, které byly zašroubovány do poškozeného závitu v hřídeli.

## 10. Závěr

- 1) Na všech šroubech z montážního celku klikového hřídele kde bylo volné šroubové spojení pracovali jen 3-4 krajní závity.
- 2) Příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele na montážním celku mohlo být nedotažení šroubu na  $90 \text{ Nm} + 90^\circ$  na montážní lince, ale to může být minimálně každý třetí šroub zatažený na stejném klikovém hřídeli. Z praktického pohledu tento fakt znamená, že při výrobě je nutno zvětšit pozornost na klikové hřídele, které nebyly dotaženy ihned. Tento fakt nám říká, že třetí šroub zatažený na stejném klikovém hřídeli hodně zmenšuje pravděpodobnost toho, že skutečnou příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele mohlo být nedotažení šroubu na  $90 \text{ Nm} + 90^\circ$  na montážní lince.
- 3) Po dotažení na  $90 \text{ Nm} + 90^\circ$  má šroub výrazný otlak na závitech, ale po dotažení na  $13 \text{ Nm}$  má šroub nevýrazný otlak na závitech. Tento fakt také zmenšuje pravděpodobnost toho, že skutečnou příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele na montážním celku mohlo být nedotažení šroubu na  $90 \text{ Nm} + 90^\circ$  na montážní lince.
- 4) Z udělaných zkoušek vyplývá, že nemůžeme 50 % šroubů dotáhnout na moment  $190 \text{ Nm}$ , které měli 6 pracovních závitů a 3 pracovní závity. Kdyby ve šroubovém spojení ve skutečnosti pracovalo jen 3-6 závitů, existovala by dost velká pravděpodobnost uvolňování šroubového spojení v montážním celku klikového hřídele.
- 5) Podle vypočteného rozměrového řetězce je minimální délka zašroubovaného šroubu v závitů klikového hřídele  $15,29 \text{ mm}$  což odpovídá při stoupání závitu  $1,5 \text{ mm}$  asi 10 závitům šroubu. Tím se nepotvrdila skutečnost, že by mohlo pracovat jen 3 – 6 závitů při nichž dochází k uvolnění šroubového spojení. Při těchto předpokladech výpočtu rozměrového řetězce by neměla nastat situace, že by šroub nebyl zašroubován v závitů klikového hřídele.

- 6) V praxi může dojít k situaci, že by klikový hřídel montážního celku mohl mít tuto chybu. Délka díry v hřídeli by byla náhodou zvětšena. Například místo délky 55,5 +1 mm byla udělaná délka 61,5 a více mm. V tomto případě by ve šroubovém spojení ve skutečnosti pracovalo méně jak 6 závitů a existovala by dost velká pravděpodobnost uvolňování šroubového spojení na montážním celku klikového hřídele. Tato situace by odpovídala fotografiím z Kontrolního nálezu č. 640 GQH 14-17.09.2009.
- 7) Abychom zabránili v budoucnosti náhodnému používání hřídele s krátkým závitem doporučujeme následující. Je nutno zjistit druh křivky při špatném dotažení šroubového spojení s 3-6 závity a naprogramovat stroj pro dotažení, aby odstraňoval z montážní linky klikové hřídele se stejnou křivkou.
- 8) Při druhém předpokladu rozměrového řetězce bylo vypočteno, že mezi minimální délkou závitu v klikovém hřídeli, koncem největší délky šroubu a dalších předpokladech je nejmenší možná vůle 0,29 mm. Kdybychom neuvažovali tuto nejhorší variantu minimální možné vůle mezi koncem závitu a koncem šroubu při daných předpokladech. Tak by ta vůle byla větší a šroub by měl bezpečnou délku pro zašroubování. Pokud by byly překročeny některé výrobní tolerance při tomto nejhorším případě mohl by nastat problém se zašroubováním. Šroub by nebylo možno dále utahovat, protože vůle by se dostala do mínusové hodnoty. Ve výrobě by mohla nastat situace, že by se udělal krátký závit a pak by docházelo k uvolnění šroubového spojení.
- 9) Ze zkoušek existence oleje v závitu klikového hřídele šroubového spojení vyplývá, že malá vrstva oleje v závitu klikového hřídele zanedbatelně zvětšuje rozdíl mezi utahovacím a povolovacím momentem. Velká vrstva oleje v závitu klikového hřídele zmenšuje rozdíl mezi utahovacím a povolujícím momentem o 17%. Tímto způsobem nezhoršuje podmínky rozšroubování a není příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele na montážním celku.

- 10) Ze zkoušek existence nerovnoběžnosti součástí šroubového spojení klikového hřídele vyplývá, že nezvětšuje podstatně rozdíl mezi utahovacím momentem a povolovacím momentem při šroubování. Tím způsobem nezhoršuje podmínky rozšroubování a nemůže být příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele v reklamovaném montážním celku.
- 11) Náhodným používáním dvou kroužků v montážním celku klikového hřídele se zvětšuje rozdíl mezi utahovacím momentem a povolovacím momentem při šroubování o 20%. Tento fakt má fyzický smysl - protitlak od zhuštěných gumových kroužků zmenšuje povolující moment. Používání dvou kroužků v montážním celku klikového hřídele není příčinou toho, že na všech šroubech z reklamovaného montážního celku pracovali jen 3-4 krajní závity. Při náhodném použití dvou kroužků dochází k rozšroubování a může být samostatnou příčinou uvolňování šroubového spojení klikového hřídele.
- 10) Otisky po zatížení na závitech šroubů z montážního celku neodpovídají otiskům na závitech poškozených šroubů, které byly zašroubovány do nepoškozeného závitu v hřídeli a také neodpovídají otiskům na závitech nepoškozených šroubů, které byly zašroubovány do poškozeného závitu v hřídeli.



## 11. Seznam literatury

1. Pospíšil F., *Závitová a šroubová spojení*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1968. Kapitola: Úvod, s. 21 - 23 s. ISBN -
2. Pospíšil F., *Závitová a šroubová spojení*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1968. Kapitola: Silové poměry na šroubu, s. 44 - 57. ISBN -
3. Pospíšil F., *Závitová a šroubová spojení*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1968. Kapitola: Šroubové spojení s předpětím, s. 158 – 221. ISBN -
4. Prášil L., *Části a mechanismy strojů*. 1.vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní, 1988. Kapitola: Spojování strojních součástí – pevné spoje, s. 71 – 93. ISBN -
5. Pešík. L., *Části strojů – Stručný přehled*. 1.díl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2005. Kapitola: Závitové a šroubové spoje, s. 51 – 73. ISBN 80 -7083 – 938 –4
6. Dušák K., *Technologie montáže – Základy*. 1.vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2005. Kapitola: Metody montáže, s. 39 – 45. ISBN 80 -7083 – 906 – 6
7. Dušák K., *Metodika řešení rozměrových řetězců*. 1.vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006. s. 137. ISBN 80 – 7372 – 053 – 1
8. Humár A., *Technologie montáže*. Brno: VUT v Brně, [cit. 2010 – 02 – 20 ], Dostupné na: <http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/pdf/TechnMontaze.pdf> . ISBN -